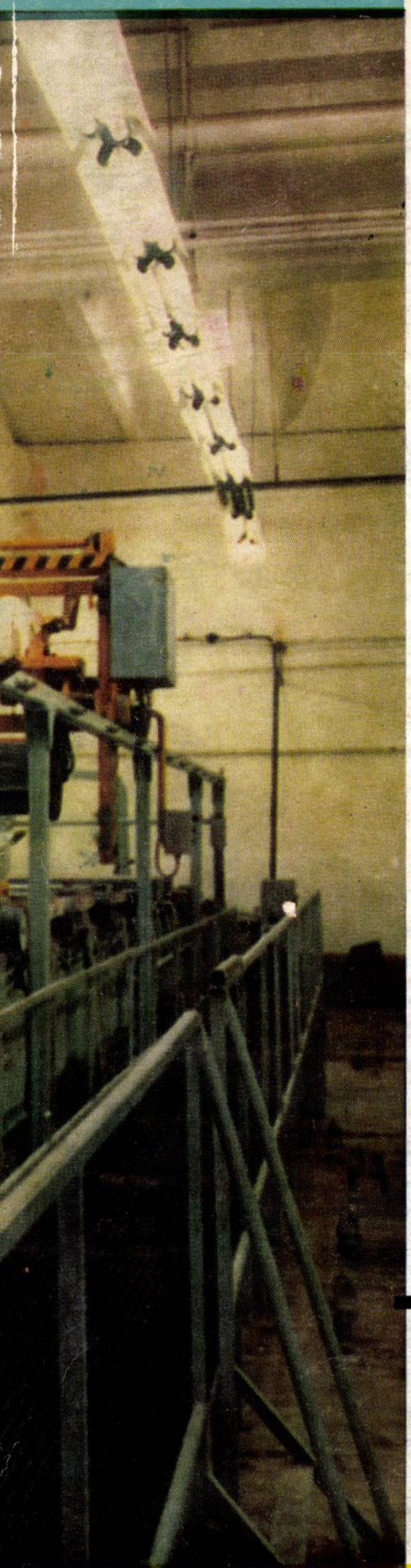
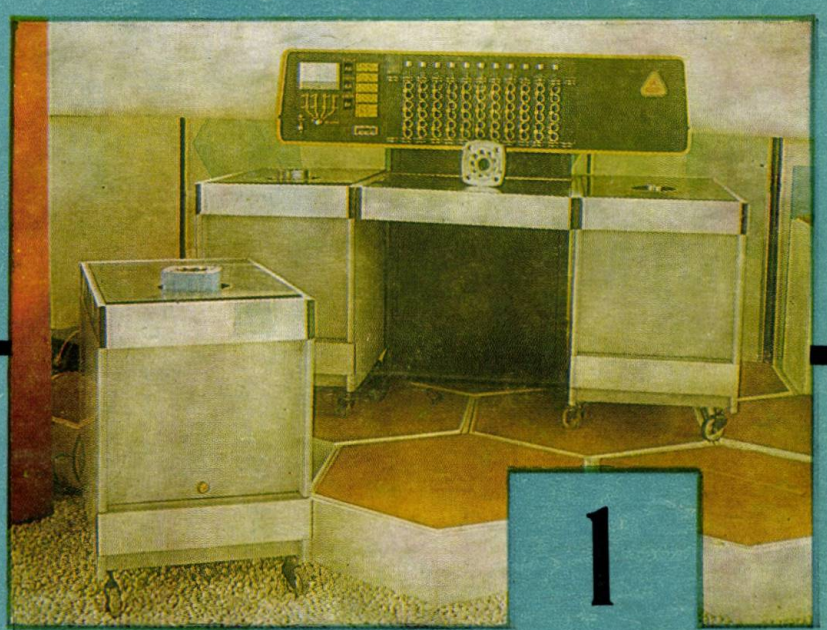
E 3279



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI



1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXI ■ IANUARIE ■ 1979

„Avem toate temeiurile să privim viitorul cu optimism, convinși că popoarele, forțele înaintate, pot asigura instaurarea în lume a politicii noi, de egalitate și respect între națiuni, de dezvoltare liberă și independentă a fiecărui stat, de colaborare și pace mondială. România este ferm hotărîtă să acționeze intens, și în anul ce vine, în strînsă solidaritate cu toate forțele antiimperialiste, cu toate popoarele, pentru triumful aspirațiilor supreme de progres și pace ale întregii omeniri.".

(din „Mesajul adresat de tovarășul Nicolae Ceaușescu
întregului nostru popor, la posturile de radio și televiziune,
cu prilejul Anului Nou").

Înalte titluri şi distincţii ştiinţifice străine conferite tovarăşei acad. dr. ing. Elena Ceauşescu

Înmînarea Ordinului „Andres Bello", clasa I, cu eşarfă de onoare, al Republicii Venezuela

— **Membru de onoare al Societăţii internaţionale de chimie industrială, (Franţa, 1970)**

— **Membru activ al Academiei de Ştiinţe din New York, 1973**

— **Membru de onoare al Colegiului chimiştilor şi inginerilor chimişti din Costa Rica, 1973**

— **Membru de onoare al Consiliului universitar şi al Consiliului de conducere al Universităţii Centrale din Ecuador, 1973**

— **Membru de onoare al Şcolii de ştiinţa informaticii a Universităţii Centrale din Ecuador, 1973**

— **Titlul de profesor onorific al Universităţii Naţionale de Inginerie din Peru, 1973**

— **Membru de onoare al Institutului American al Chimiştilor (A.I.C.), 1973**

— **Titlul de Doctor Honoris Causa al Universităţii din Buenos Aires, 1974**

— **Titlul de Doctor Honoris Causa al Universităţii din Sud-Bahia Blanca, Argentina, 1974**

— **Membru de onoare al Institutului Ecuadorian de Ştiinţe Naturale, 1975**

— **Titlul de Doctor Honoris Causa al Universităţii Feminine din Manila, Filipine, 1975**

— **Membru de onoare al Societăţii de chimie din Mexic, 1975**

— **Titlul de Doctor Honoris Causa al Universităţii din Yucatan, Mexic, 1975**

— **Titlul de profesor universitar extraordinar al Universităţii Naţionale Autonome din Mexic, 1975**

— **Titlul de Doctor Honoris Causa în ştiinţe al Universităţii din Teheran, 1975**

— **Membru de onoare al Societăţii de Ştiinţa Polimerilor, Japonia, 1975**

— **Membru corespondent al Academiei din Atena, 1976**

— **Placheta de argint a Facultăţii de ştiinţe din Kuweit, 1976**

— **Membru de onoare al Academiei de arte şi ştiinţe din Ghana, 1977**

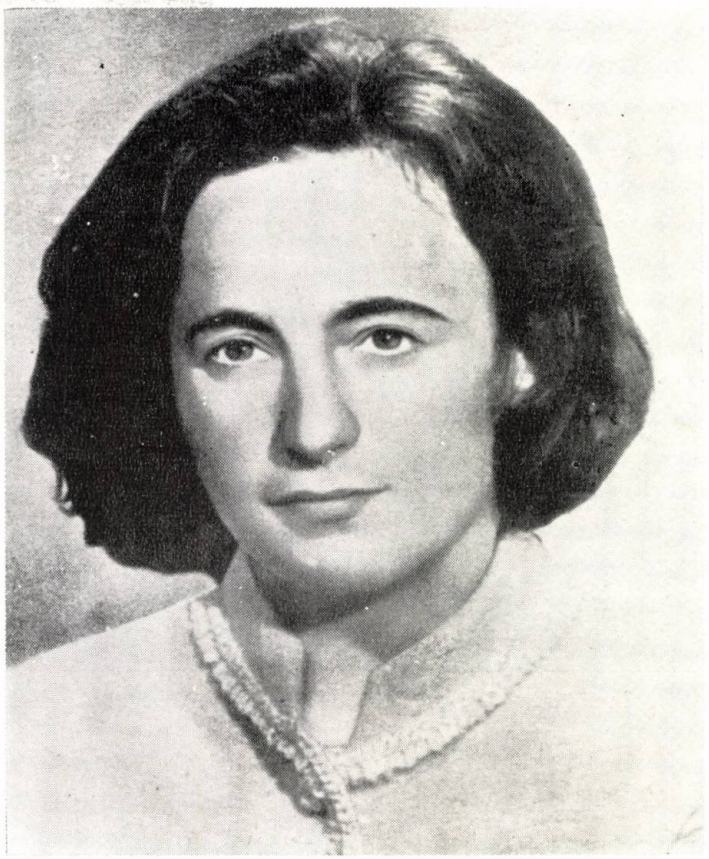
— **Membru asociat al Institutului Egiptului, 1977**

— **Diploma de membru de onoare al Academiei de Ştiinţe a statului Illinois, S.U.A., 1978**

— **Titlul de „Fellow" — membru de onoare — cel mai înalt titlu al Institutului Regal de Chimie din Londra, 1978**

— **Titlul de Profesor Honoris Causa al Institutului Politehnic din Londra Centrală, 1978**

CU PRILEJUL ANIVERSĂRII ZILEI DE NAȘTERE



pentru activitatea îndelungată în mișcarea muncitorească, revoluționară, pentru contribuția remarcabilă la dezvoltarea și afirmarea științei românești, pentru aportul deosebit la înfăptuirea politicii partidului și statului de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate în patria noastră,

tovarășei ELENA CEAUȘESCU i-a

fost conferit Ordinul „Steaua Republicii Socialiste România" clasa I

„Trăiesc o mare satisfacție pentru faptul că, în domeniul meu de activitate, împreună cu ceilalți oameni de știință, îmi pot aduce nemijlocit contribuția la înfăptuirea politicii partidului privind legarea tot mai strînsă a cercetării științifice de cerințele concrete ale vieții, la progresul și afirmarea tot mai puternică – atît pe plan național, cît și internațional – a științei românești".

(din răspunsul tovarășei Elena Ceaușescu
la „Scrisoarea adresată de Comitetul Politic Executiv
al C.C. al P.C.R., cu prilejul zilei de naștere")

În șapte ale lunii ianuarie, poporul român a sărbătorit ziua de naștere a tovarășei ELENA CEAUȘESCU care alături de tovarășul NICOLAE CEAUȘESCU, marele bărbat de stat al României contemporane, se afirmă ca un militant proeminent al partidului nostru comunist, ca un minunat tovarăș de muncă și de luptă, constituind un strălucit exemplu de pasiune și abnegație revoluționară.

Înmînarea Diplomei de Membru de Onoare al Academiei de științe a statului Illinois

Conferirea titlului de membru de onoare al Consiliului universitar și al Consiliului de conducere al Universității Centrale din Ecuador

1979 MAR 14

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 1, IANUARIE, 1979

CUPRINS

COSOROABĂ, V. :	**Cadrul actual al concepției și realizării noilor familii de motoare termice în România.**	1
BĂRĂNESCU, G. :	**O tratare generală a problemei echilibrajului mecanic al forțelor de inerție ale maselor cu mișcare de translație la motoarele cu ardere internă în linie.**	2
ARAMĂ, C., TARAZA, D. :	**Influența peretelui asupra cîmpului de temperaturi ce se dezvoltă pe durata comprimării în cilindrul motorului cu ardere internă.**	6
VASILESCU, C.A., : NĂSTASE, M., TEODORESCU, L.	**Rezultate experimentale în legătură cu desfășurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate.**	15
LUMINEA, N. :	**Cercetări privind optimizarea sistemului de nervurare a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer.**	20
ZÂRNOVEANU, E. :	**Aspecte privind funcționarea motoarelor diesel la altitudine de pînă la 4500 metri, cu aplicație la motorul D. 110.**	33
GRÜNWALD, B., : APOSTOLESCU, N., LUMINEA, N., SFINȚEANU, D., ȘTEFAN, I., ȘOIMAN, M., IANOVICI, I., IORDĂCHESCU, L., GRAMA, G.	**Rezultate preliminare privind controlul regimului termic la un motor diesel rapid răcit cu aer.**	37
ZUGRĂVEL, M., : GAIGINSCHI, R.	**Pompă de injecție pentru metanol.**	50
NICA, AL., IONESCU, I. :	**Tendințe noi în construcția lagărelor pentru turbomotoarele de aviație.**	54
BĂȚAGA, N., : IANCU, A., CĂZILĂ, AURICA, BOTAR, N.	**Influența caracteristicilor constructive și funcționale ale atenuatoarelor de zgomot la evacuare asupra poluării sonore și indicilor energetici și economici ai motoarelor cu ardere internă cu piston.**	61
NISTOR, D. :	**Noi clase de aditivi și activanți pentru lubrifianții și carburanții motoarelor termice.**	65
VOICU, I. :	**Oportunitatea utilizării unor benzine superioare în locul benzinei cu C.O.R. 75, la motorul 8R 211.**	69

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Consultant științific : Dr. ing. Lucian Teodorescu

SUMAR

CZ : 621.431

Bărănescu, G. : **O tratare generală a problemei echilibrajului mecanic al forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie la motoarele cu ardere internă în linie.**

Se stabilesc parametri caracteristici ai maselor care asigură echilibrarea mecanică a termenilor de un ordin oarecare ai forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie la un motor policilindric în linie, planele în care trebuie să se rotească centrele maselor de echilibrare, precum şi condiţiile în care echilibrajul termenilor nu influenţează echilibrajul momentului lor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 5 fig., 1 ref.

CZ : 621.431

Aramă, C., Taraza, D. : **Influenţa peretelui asupra cîmpului de temperaturi ce se dezvoltă pe durata comprimării în cilindrul motorului cu ardere internă.**

Rezultatele obţinute prin calcul scot în evidenţă o serie de particularităţi ale cîmpului de temperaturi ce se formează în gazele comprimate şi care explică datele experimentale comunicate în literatura de specialitate. Aspectul esenţial, relevat de modelul elaborat, se referă la formarea în vecinătatea peretelui cald, a unei zone de temperatură în gazele comprimate. Se cercetează amploarea acestor zone sub influenţa variaţiei unor parametri (turaţie, dimensiune cilindru, temperatura perete) şi se propun soluţii practice pentru folosirea ei la accelerarea aprinderii în motorul cu aprindere prin comprimare şi injecţie directă. In final se prezintă rezultatele experimentale obţinute în acest sens la funcţionarea unui motor cu combustibil de cifră octanică redusă.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 15 fig., 9 ref.

Vasilescu, C. A., Năstase, M., Teodorescu, L. : **Rezultate experimentale în legătură cu desfăşurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate.**

Folosirea combustibilului gaz petrolier lichefiat este o problemă actuală care ar duce la înlocuirea combustibililor convenţionali. Acest lucru este posibil datorită cifrei octanice ridicate a acestui tip de combustibil. Se prezintă cercetările efectuate pe motoare cu aprindere prin scînteie şi disel.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 8 fig., 4 ref.

CZ : 621.436

Luminea, N. : **Cercetări privind optimizarea sistemului de nervurare a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer.**

În lucrare se cercetează posibilitatea de optimizare a dimensiunilor suprafeţei nervurate a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer, cu cilindree sub 1000 cm^3. Prin intermediul unui program de calcul se analizează circa 500 variante constructive şi funcţionale. Variantele optime se definesc în raport cu eficienţa sistemului de răcire, cu simplitatea tehnologiei de fabricaţie, cu reducerea puterii consemnate pentru antrenarea suflantei. Rezultatele obţinute permit să se stabilească elementele necesare pentru proiectarea în concepţie originală a unui sistem eficient de nervurare a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer. Verificările experimentale justifică ipoteza autorului privind existenţa unor soluţii optime de nervurare exterioară a cilindrului motorului răcit cu aer.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 25 fig., 3 ref.

CZ : 621.436

Zîrnoveanu, E. : **Aspecte privind funcţionarea motoarelor diesel la altitudinea de pînă la 4500 m cu aplicaţie la motorul D 110.**

Lucrarea prezintă probleme legate de stabilirea performanţelor şi reglajelor motorului D 110 în condiţii de exploatare la altitudinea de 4400 m, temperatura medie a aerului fiind considerată constantă. De asemenea, sînt prezentate rezultatele încercărilor pe banc în condiţii de simulare a parametrilor care caracterizează altitudinea de 4400 m, precum şi verificarea prin exploatare la altititudinea de 2000 mm.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 7 fig., 11 ref.

CZ : 621.436

Grünwald, B., Apostolescu, N., Luminea, N., Sfinţeanu D., Ştefan, I., Soiman, M., Ianovici, I., Iordăchescu, L., Grama, G. : **Rezultate preliminare privind controlul regimului termic la un motor diesel rapid răcit cu aer.**

Cercetări privind dependenţa transferului de căldură la motorul diesel rapid răcit cu aer faţă de un număr de factor, a căror optimizare trebuie realizată prin interdependenţa lor. Rezultatele actuale subliniază aportul cercetării la elaborarea unor soluţii constructive de mare interes pentru nivelul performanţelor motoarelor în curs de proiectare, în concordanţă cu dezideratul de eficienţă economică ridicată.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 6 fig., 1 ref.

CZ : 621.65/69 : 662.7

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R. : **Pompa de injecţie pentru metanol.**

Trecerea motoarelor la funcţionarea pe combustibili sintetici, cum ar fi metanolul şi problemele constructive ridicate de această înlocuire a combustibililor clasici. Descrierea pompei de injecţie pentru metanol în cele două variante care sînt brevetate ca inventii.

Constucţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 6 fig., 1 ref.

CZ : 621.822 : 629.135

Nica, A., Ionescu, I. : **Tendinţe noi în construcţia lagărelor pentru turbomotoarele de aviaţie.**

Parametrii funcţionali din ce în ce mai severi întîlniţi, în construcţia turbomotoarelor de aviaţie, precum şi necesităţile privind compactitatea, fiabilitatea şi eficienţa cît mai ridicată, au condus la conceperea şi încercarea unor soluţii noi privind lubrificaţia. Acestea se referă atît la materialele şi tehnologia lagărelor cu rostogolire utilizate în prezent practic în exclusivitate, cît şi la dezvoltarea unor construcţii complexe de lagăre cu rostogolire şi alunecare, precum şi a unor lubrifianţi noi uleiuri sintetice, lubrifianţi solizi şi gazoşi.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 5 fig., 1 tab., 2 ref.

CONTENTS

DC : 621.431

Bărănescu, G.: **A General Dealing with the Problem of the Mechanical Balance of the Inertial Forces of Translation Movement Masses with in Line, Internal Combustion Engines.**

There are established the characteristic parameters of the masses which assure the mechanical equilibration of the terms of some order of the inertial forces of translation movement masses with a polycylinder, in line engine, the plans in which the balance masses centers rotate, as well as the condition under which the terms balance does not influence the balance of their moment.

Construcţia de maşini, 31(1979), no. 1, 5 fig., 1 ref.

DC : 621.431

Aramă, C., Taraza, D.: **The Influence of the Wall on the Temperature Field Developed diving Compression in the Cylinder of the internal — Combustion Engine.**

The calculations emphases some characteristic features of the temperature field formed in the compressed gases and explain the experimental data given in the speciality literature. The essential aspect of the elaborated model referred to the formation, close by the warm wall, of a „supertemperature zone" in the compressed gases. It is researched the amplitude of these zones under the influence of the variation of some parameters (speed, size of the cylinder, temperature of the wall) and practical solutions are proposed for its use in accelerating the ignition in the direct injection compression-ignited engine. Finally, there are presented the experimental results obtained in this respect during the running of an engine which uses a fuel with reduced octane number.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 15 fig., 3 ref.

DC : 621.431

Vasilescu, C. A., Năstase, M., Teodorescu L.: **The Experimental Results Related to the Progress of Combustion Process Taking Place in Internal Combustion Engines Fed on Liquefied Oil Gases.**

The use of liquefied oil gas as a fuel is a topical problem which could lead to the replacement of the coventional fuels. This is possible because of the high octane value of this type of fuel. There are presented the researches effectuated on spark-ignition and Diesel engines.

Construcţia de maşini, 31(1979), no. 1, 8 fig., 4 ref.

CZ : 621.436

Luminea, N.: **Research work Regarding the Improvement of the System of Cooling Air Jackets of the Cylinder of an Air-Cooled Diesel Engine.**

There are researched the possibilities of improving the size of the finned area of the cylinder of an air-cooled Diesel Engine, having the displacement up to 1000 cm^3. By means of a programme of calculation there are analysed about 500 constructive and functional variants. The best variants are defined in relation to the efficiency of the cooling system, to the simplification of the production technology, to the diminishung of the energy consumed for the operation of the blower. The results obtained allow the settlement of the elements necessary to the original design of an efficient system to fine the cylinder of an air-cooled Diesel engine. The experimental tests justify author's hypothesis regarding the existence of some best solutions for the external finning of the cylinder of the air-cooled engine.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 25 fig., 3 ref.

DC : 621.436

Zîrnoveanu, E.: **Some Aspects Regarding the Operation of Diesel Engines at Altitudes up to 4500 m — Applied to D 110 Engine.**

The article presents some problems related to the altitude of 4400 m, the medium temperature of the air being considered constant. There are also presented the bench test's results, in conditions of simulating the parameters which characterizes the altitude of 4400 m, as well as the verification by operation at the altitude of 2000 m.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 7 fig., 11 ref.

DC : 621.436

Grünwald, B., Apostolescu, N., Luminea, N,. Sfinţeanu, D., Ştefan, I., Soiman, M., Ianovici, I., Iordăchescu L., Grama, G.: **Preliminary Results Regarding the Thermal Conditions Control with an Air-Cooled High Speed Diesel Engine.**

Some researches regarding the dependence of heat transfer with an air-cooled high speed diesel engine on a series of factors, which can be improved by their interdependence. The present results underline the research contribution to the elaboration of some very interesting constructive solutions for the performances level of engines in course of designing, in concordance with the desire of a high economic efficiency.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 24 fig., 1 tab.,

DC : 621.65/.69 : 662.7

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: **The Injection Pump for Methanol.**

The passage of engines running with synthetic fuels (methanol, for example) and the constructive problems caused by this replacement of the classical fuels. The description of the injection pump for methanol, in its two variants which are patented as inventions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 6 fig., 1 ref.

DC : 621.822 : 629.135

Nica, A., Ionescu, I.: **New Tendencies in Designing Bearings for Turbo-Jets.**

The more and more severe functional parameters of turbo-jets building, as well as the requirements regarding the highest possible compactness, reliability an defficiency led to the designing and testing of some new solutions regarding lubrication. They refer both to the materials and the technology of the roller-bearings, actually used in exclusivity today, and to the development of some complex assemblies of roller-bearings and plain-bearings, as well as to the development of some new lubricants — synthetic oils, solid and gaseous lubricants.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 5 fig., 1 tab., 2 ref.

SOMMAIRE

Bărănescu, G.: **Un traitement général du problème de l'équilibre mécanique des forces d'inertie des masses à mouvement de translation aux moteurs à combustion interne en ligne.**

On établit les paramètres caractéristiques des masses qui assurent l'équilibre mécanique des termes d'un ordre quelconque des forces d'inertie des masses à mouvement de translation, au moteur polycylindrique en ligne, les plans où les centres des masses d'équilibre doivent tourner et aussi les conditions où l'équilibre des termes n'influence pas l'equilibre de leur moment.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 5 fig., 1 ref.

CD : 621.431

Aramă, C., Taraza, D.: **L'influence du paroi sur le champ de températures qui se développent simultanément à la compression produite dans le cylindre du moteur à combustion interne.**

Les résultats obtenus par calcul mettent en evidence toute une série de particularités du champ de températures qui se forment dans les gaz comprimés et qui expliquent les données expérimentales communiquées dans la littérature de spécialité. L'aspect esentiel relevé par le modèle élaboré se réfère á la formation dans le voisinage du paroi chaud, d'une „zone de surtempérature" dans les gaz comprimés. On étudie l'ampleur de ces zones sous l'influence de la variation des paramétres (rotation, dimensions du cylindre, la température du paroi) et on propose des solutions pratiques pour son utilisation á l'accélération de l'allumage dans le moteur á allumage par compression et par injection directe. A la fin on présente les résultats expérimentaux obtenus en ce sens au fonctionnement d'un moteur á carburant de chiffre octanique réduite.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 15 fig., 9 ref.

CD : 621.431

Vasilescu, C. A., Năstase, M., Teodorescu, L.: **Résultats des recherches expérimentales concernant le développement du processus de combustion dans les moteurs, á combustion interne, alimentés à gaz de pétrole liquefiés.**

L'utilisation des gaz de pétrole liquefiés est un problème actuel qui conduirait au remplacement des combustibles conventionnels. Ceci serait possible grâce à l'indice d'octane élevé de ce type de combustible. On présente les recherches effectuées sur les moteurs à combustion par étincelle et sur les moteurs Diesel.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 8 fig., 4 ref.

CD : 621.436

Luminea, N.: **Recherches concernat l'optimisation du système de nervurage du cylindre d'un moteur Diesel refroidi à l'air.**

L'ouvrage analyse les posibilités d'optimiser la surface nervurée du cylindre d'un moteur Diesel refroidi à l'air, de capacité cylindrique ayant moins de 1000 cm^3. Par l'intermédiaire d'un programme de calcul on analyse presque 500 variantes constructives et fonctionnelles. Pour définir les variantes optimes il faut prendre en considération l'efficience du système de refroidissement, la simplicité de la technologie de fabrication, et la diminution de la puissance consommée afin d'entrainer la souflante de refroidissement. Les résultats obtenus permettent l'établissement des éléments nécessaires au design, en conception originale, d'un systeme efficient de nervurage du cylindre d'un moteur Diesel refroidi á l'air. Les vérifications expérimentales justifient l'hypothèse de l'auteur concernant l'existence de certaines sollutions optimes de nervurage extérieur du cylindre d'un moteur refroidi á l'air.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 25 fig., 3 ref.

CD : 621.436

Zîrnoveanu, E.: **Aspects concernant le fonctionement des moteurs Diesel á l'altitude de (jusqu'a) 4500 m — applications sur le moteur D 110.**

On présente des problèmes en liaison avec l'établissement des performances et les reglages pour le moteur Diesel 110 dans des conditions d'explotation aux altitudes de 4400 m avec une temperature moyenne de l'air considerée constante. On fait aussi l'exposeum des essais sur les stands d'épreuves dans des conditions de simulation des paramètres qui caracterisent l'altitude de 4400 m, ainsi que les verifications faites par l'exploitation á l'altitude de 2000 m.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 7 fig., 11 ref.

CD : 621.436

Grünwald, B., Apostolescu, N., Luminea, N., Sfinţeanu, D., Ştefan, I., Soiman, M., Ianovici, I., Iordăchescu, L., Grama, G.: **Résultats préliminaires concernant le contrôle du régime thermique au moteur Diesel rapide, refroidi à l'air.**

On présente les résultats des recherches concernant la dépendance du transfert de chaleur au moteur Diesel rapide refroidi á l'air, de toute une série de facteurs, dont l'optimisation doit être réalisée par leur interdépendance. Les résultats actuels mettent en évidence l'apport de la recherche à l'élaboration des solutions constructives de grand intérêt pour le niveau des performances des moteurs, en cours de projection, en concordance avec les nécessités d'efficience économique élevée.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 24 fig., 1 tab.

CD : 621.65/.69 : 662.7

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: **La pompe à injection pour méthanol.**

Le passage des moteurs au fonctionnement à carburants synthétiques (methanol) et les problèmes constructives mis par le remplacement des carburants classiques. La description de la pompe à injection pour méthanol, dans les deux variantes qui sont brevetées comme inventions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 6 fig., 1 ref.

CD : 621.822 : 629.135

Nica, A., Ionescu, I.: **Nouvelles tendences dans la construction des portées des turbomoteurs d'aviation.**

Les paramètres fonctionnels de plus en plus sévères rencontrés á la construction des turbomoteurs d'aviation et les nécessités concernant l'épaisseur, la fiabilité et l'efficience la plus élevée ont conduit á la conception et á l'expérimentation de nuvelles solutions de graissage. Celles-ci se réfèrent tant aux matériaux et á la technologie des portées de glissement, maintenant utilisés en exclusivite, qu'au dévelopement des constructions complexes de portées de glissement et aussi de nouveaux lubrifiants — des huiles synthétiques, des lubrifiants solides et gazeux.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 5 fig., 1 tab., 2 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.431

Bărănescu, G.: **Eine generelle Übersicht des Problems des mechanischen Ausgleichs der Trägheitskräfte der Massen, mit übergangsbewegung bei Reihenverbrennungsmotoren.**

Es werden die charakteristischen Kennlinien der Massen, festgelegt die den mechanischen Ausgleich der Termini von beliebiger Grösse der Trägheitskräfte der Massen mit übergangsbewegung beim Reihenvielzylindermo'or, die Ebenen in denen sich die Ausgleichsmassenzentren drehen können, sowie auch die Bedingungen unter denen der Ausgleich der Termini nicht den Ausgleich des Moments beeinflusst.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 5 Bild., 3 Lit.

DK : 621.431

Aramă, C., Taraza, D.: **Der Wandeinfluss auf das Temperaturfeld das in der Kompressionszeit im Zylinder eines Verbrennungsmotors entsteht.**

Die so erhaltenen Ergebnisse heben eine Reihe von Eigenheiten des Temperaturfeldes das sich in den Kompressionsgasen bildet, hervor und erkären so die Untersuchungen die in der Fachliteratur erschienen sind. Der wichtigste, vom Model hervorgehobene Aspekt zeigt die Bildung in der Nähe der warmen Wand, einer „Übertemperaturzone" in den Kompressionsgasen. Es wird die Ausbreitung d'eser Zonen beim Ändern einiger Kenngrössen (Drehzahl, Zylindergrösse, Wandtemperatur untersucht und es werden praktische Lösungen für deren Gebrauch bei der Geschwindigkeitsvergrösserung der Zündung bei Motoren mit Kompres'onszündung und mit direkter Einspritzung gegeben. Zuletzt werden die experimentellen Ergebnisse gezeigt die bei einem Motor erzielt wurden der mit einem Kraftstoff mit verkleiner'er Oktanzahl arbeitet.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 15 Bild, 9 Lit.

DK : 621.431

Vasilescu, C. A., Năstase, M., Teodorescu, L.: **Forschungsergebnisse bezüglich des Brennungsvorgangs bei Ottomotoren die mit verflüssigtem Sondengas gespeist wurden.**

Der Gebrauch von flüssigem Sondengas ist ein aktuelles Problem und könnte den gebräuchlichen Kraftstoff ersetzen. Dieses ist möglich dank der hohen Oktanzahl dieses Kraftstoffs. Es werden die Untersuchungsergebnisse bei Motoren mit Funkenentzündung und Diesel vorgestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 8 Bild., 4 Lit.

DK : 621.436

Luminea, N.: **Untersuchungen für die Verbesserung des Rippensystems des Zylinders eines luftgekühlten Dieselmotors.**

Es verden die Verbesserungsmöglichkeiten der Dimensionierung der Rippenoberfäche des Zylinders eines luftgekühlten Diesel-motors mit einem Hubraum unter 1000 cm^3 gezeigt. Mittels eines Rechenprogramms werden ungefähr 500 funktionelle und konstruktive Varianten untersucht. Die besten Varianten werden im Abhängigkeit der Leistung des Kühlsystem definiert, unter Vereinfachung der Fabrikationstechnologie, bei einer Reduzierung der für den Antreib des Abgasturboladers verbrauchten Karft. Die Ergebnisse gestalten uns die nötigen Elemente für das Projektieren in origineller Konzeption eines guten Rippensystems des Zylinders eines luftgekühlten Dieselmotors festzusetzen. Die experimentellen Untersuchungen unterstreichen die Hypotese des Autors bezüglich der Verbesserung des ausseren Rippensystems des Zylinders eines luftgekühlten Dieselmotors.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 25 Bild, 3 Lit.

DK : 621.436

Zîrnoveanu, E.: **Ansichten betreffend das Funktionieren der Diesel-motoren bei Höhen bis zu 4500 m — und Anwendung beim Motor D 110.**

Die Arbeit stellt Probleme vor, die an die Leistungen und die Regulierung des Motors D 110 gebunden sind, unter Arbeitsbedingungen bei Höhen von 4400 m, bei einer konstant angenommenen Lufttemperatur. Gleichzeitig werden die Ergebnisse der Prüfstände unter den simulierten Parametern einer 4400 m Höhe gezeigt, sowie auch die Untersuchungen beim Funktionieren bei 2000 m.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 7 Bild, 11 Lit.

DK : 621.436

Grünwald, B., Apostolescu, N., Luminea, N., Sfinţeanu, D., Ştefan, I., Soiman, M., Ianovici, I., Iordăchescu, L., Grama, G.: **Ergebnisse betreffend die Kontrolle des Wärmeübergangs beim schnellen luftgekühlten Dieselmotor.**

Einige Ergebnisse bezüglich der Abhängigkeit des Wärmeübergangs beim schnellen luftgekühlten Dieselmotor von einer Reihe Faktoren deren Qualität in ihrer Zusammenarbeit liegt. Die jetzigen Ergebnisse unterstreichen die Bedeutung der Untersuchungen für das Finden neuer Lösungen, von großem Interesse für das Niveau der Leistungen bei den Motoren, die jetzt projektiert werden, in Zusammenhang mit einer gesteigerten Wirtschaftlichkeit.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 24 Bild., 1 Taf.

DK : 621.65/.69 : 662.7

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: **Einspritzpumpe für Metanol.**

Der übergang der Motoren auf das Funktionieren mit synthetischen Kraftstoffen wie Metanol und die Konstruktionsprobleme die mit dem Ersatz der klassischen Brennstoffe verbunden sind. Die Beschreibung der Einspritzpumpe in beiden als Invention brevetierten Varianten.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 6 Bild., 1 Lit.

DK : 621.822 : 629.135

Nica, A., Ionescu, I.: **Neue Richtlinien im Lagerbau für Flugbauturbomotoren.**

Die funktionellen Kennlinien im Flugzeugturbomotorenbau die immer strenger wurden, wie auch der Wunsch die Kompaktität, Durchlässigkeit und Wirtschaftlichkeit zu s'eigern, führten zu Untersuchungen hinsichtlich neuer Lösungen im Bereich der Schmiermittel. Diese bezogen sich sowohl auf das Material und die Technologie der vorläufig praktisch exclusiv gebrauchten kolbenlager als auch auf die Ausarbeitung einiger komplexer Rollen — und Gleitlagerbauarten, sowie auch neuer Schmiermittel, syntetischer Öle fester und gasförmiger Schmiermittel.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 1, 5 Bild, 1 Taf, 2 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

Д.К. : 621.431
Бэрэнеску, Г. : **Общий подход к вопросу механического выравнивания сил инерции масс с трансляционным движением на двигателях внутреннего сгорания с линейным расположением цилиндров.**

Определены характерные параметры масс, обеспечивающих механическое выравнивание членов данного порядка сил инерций масс с трансляционным движением в многоцилиндровом двигателе с линейным расположением цилиндров, планы, в которых должны вращаться центры выравнивающих масс, а также условия при которых выравнивание членов не влияет на выравнивание их момента.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 5 рис., 1 лит.

Д.К. : 621.431
Арамэ, К., Тараза, Д. : **Влияние стены на температурное поле, развивающиеся в процессе компресии в цилиндре двигателья внутреннего сгорания.**

Полученные результаты выявляют ряд особенностей температурного поля, образовавшегося в сжатых газах и объясняющих опытные данные, существующие в специальной литературе. Основной аспект, вытекающий из разработанной модели относится к образованию в непосредственной близости от теплой стены и сверхтемпературной зоны в сжатых газах. Расматривается ширина этих зон под влиянием изменения отдельных параметров (частоты вращения, объёма цилиндра, температуры стены) и предлагаются практические решения её применения для ускорения зажигания в двигателе со сжатием и с прямым впрыском. В заключений представлены экспериментальные результаты, полученные в этом направлении при работе двигателя на топливе со сниженным октановым числом.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 15 рис., 9 лит.

Д.К. : 621.431
Василеску, К. А., Нэстасе, М., Теодореску, Л. : **Экспериментальные результаты связанные с протеканием процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания, использующих сжиженные нефтяные газы.**

Применение сжиженного нефтяного газа в качестве топлива является современным вопросом, приводящим к замене условных топлив. Это возможно благодаря повышенному октановому числу топлива такого рода.

Представлены исследования на двигателях с искровым зажиганием и на дизелях.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 8 рис., 4 лит.

Д.К. : 621.436
Луминя, Н. : **Исследования по оптимизаций системы оребрения цилиндра воздухоохлаждаемого дизеля.**

Рассматриваются возможности оптимизаций размеров оребренной поверхности цилиндра воздухоохлаждаемого дизеля с рабочим объёмом цилиндров не более 1000 см^3. Посредством расчётной программы приводится анализ около 500 вариантов конструкций и работы. Оптимальные варианты определяются в зависимости от эффективности охлаждающей системы с упрощением технологий производства, со снижением расходуемой мощности для приведения в действие охлаждающей воздуходувки. Полученные результаты позволили определить элементы, необходимые для проектирования в оригинальной концепций эффективной системы оребрения цилиндра. Воздухоохлаждаемого дизеля. Экспериментальные проверки оправдывают предположение автора в связи с наличием оптимальных решений наружной оребренности цилиндра воздухоохлаждаемого дизеля.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 25 рис., 3 лит.

Д.К. : 621.436
Зырновяну, Е. : **Некоторые аспекты работы дизелей при высоте до 4500 м с применением двигателя д. 110.**

Представлены вопросы связанные с определением показателей работы и регулировок двигателя Д 110 при условиях эксплуатации. На высоте 4400 м при расчёте средней темпернтуры воздуха постоянной. Представлены также результаты испытаний на стенде при имитирующих условиях параметров, характеризующих высоту 4400 м, а также испытание при эксплуатаций на высоте 2000 м.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 7 рис., 11 лит.

Д.К. : 621.436
Грюнвалд, Б., Апостолеску, Н., Луминеа, Н., Сфинцяну, Д., Штефан, И., Шойман, М., Янович, И., Иордэнеску, Л., Грама, Т. : **Предварительные результаты контроли топлового режима быстроходного дизеля с воздухоохлаждением.**

Проведены исследования над зависимостью теплопередачи в воздухоохлаждённом быстроходном дизеле от ряда факторов, оптимизация которых должна осуществляться в их взаймосвязи.

Полученные результаты подчёркивают вклад исследования в разработку конструктивных решений, представляющих большой интерес для уровня показателей работы двигателей, подлежнщих проектированию в связи с требованием к повышенной экономической эффективности.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 24 рис., 1 таб.

Д.К. : 621 : 65/.69 : 662.7
Зугрэвел, М., Гайджинский, Р. : **Насос для впрыска метанола.**

Рассматривается переход двигателей к работе на искусственных топливах, как например метанол и конструктивные вопросы, связанные с этой заменой классических топлив. Описывается насос для впрыска метанола в двух патентованных вариантах.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1., 6 рис., 1 лит.

Д.К. : 621.822 : 629.135
Ника, А., Ионеску, И. : **Новые направления в конструкций подшипников для авиацианных турбодвигателей.**

Всё более строгие параметры работы, встречаемые при конструкций авиационных турбодвигателей, а также требования к повышенной компактности, эффективности и надёжности в работе привели к разработке и испытанию новых решении для смазки. Указанные решения относятся как к материалам и технологий производства подшипников, катящегося трения единственно использующихся до настоящего времени практически, так и к совершенствованию сложных конструкций подшипников катящегося трения и подшипников скольжения, н также новых смазок — синтетических масел, твёрдых и газообразных смазок.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 1, 5 рис., 1 таб., 2 лит.

CZ : 621.431

Băţaga, N., Iancu, A., Căzilă, Aurica : **Influenţa unor caracteristici constructive şi funcţionale a atenuatoarelor de zgomot la evacuarea asupra poluării sonore şi indicilor energetici şi economici ai motoarelor cu ardere internă cu piston.**

Se evidenţiază dependenţa nivelului de zgomot la evacuarea motoarelor cu ardere internă cu piston în funcţie de utilizarea unor construcţii diferite de atenuatoare, concepute de autori. In lucrare se acordă atenţia stabilirii influenţei particularităţilor constructive ale atenuatoarelor asupra indicilor energetici şi economici ai motoarelor cu ardere internă.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1. 10 fig. 5 ref.

CZ : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Nistor, D.: **Noi clase de aditivi şi activaţi pentru lubrefianţii şi carburanţii motoarelor termice.**

Cerinţele de ordin funcţional tot mai complexe impuse lubrifianţilor şi carburanţilor au condus la cercetarea a noi categorii de aditivi pentru diverse scopuri mărirea indicelui de vîscozitate, menţinerea în suspensie a depunerilor, limitarea emisiilor poluante, mărirea capacităţii portante la presiuni extreme, etc. În lucrare se analizează posibilităţile de realizare şi de utilizare a noi produse chimice susceptibile de a prezenta o eficienţă sporită pentru scopurile amintite.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 1, 2 fig., 3 tab., 5 ref.

CZ : 665.521

Voicu, I.: **Oportunitatea utilizării unor benzine superioare în locul benzinei cu COR 75, la motorul SR 211.**

Lucrarea prezentei rezultatele experimentărilor efectuate cu motorul SR 211, obţinute la funcţionarea cu benzină avînd COR 75, şi modificările efectuate pentru ca acest motor să poată funcţiona la parametrii nominali, utilizînd două sorturi de benzină superioară. În lucrare se scot în evidenţă atît parametrii de funcţionare maximă ai motorului în cazul utilizării unor benzine superioare, păstrînd reglajele carburatorului nemodificate cît şi reducerea consumului de combustibil la modificarea acestor reglaje, în scopul menţinerii performanţelor nominale ale motorului.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 13 fig., 4 tab., 5 ref.

DC : 621.431

Băţaga, N., Iancu, A., Căzilă, Aurica : **The Influence of some Constructive and Functional Characteristics of the Noise Damper Exhaust on the Sonorous Pollution and on the Power and Economical Indexes of the Reciprocating Engine with Internal Combustion.**

It is underlined the dependence of the noise level at the exhaust of the reciprocating engines with internal combustion on the use of various types of dampers designed by the authors. Attention is given to the influence of the constructive particularities on the power and economical indexes of the engines with internal combustion.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 15 fig., 5 ref.

DC : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Nistor, D.: **New Classes of Additives and Activating Agents for the Lubricants and Carburants of the Thermal Engines.**

The more and more complex funcţional requirements imposed on lubricants and carburants led to the research of new categories of additives for different purposes : increasing the viscosity index, keeping the deposits in suspension, limitting the pollutants emission increasing the carrying capacity at high levels of pressure, etc. This work deals with the possibilities of achieving and using new chemical products, having an increased efficiency for the above-mentioned purposes.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 2 fig., 3 tab., 5 ref.

DC : 665.521

Voicu, I.: **The Opportunity of Using Superior Types of Gasoline instead of the COR 75 Gasoline, with SR 211 Engine.**

This work presents the results of the tests effected on the SR 211 engine, operating with COR 75 gasoline and the modifications accomplished in order that this engine should operate at the nominal parameters, using two types of superior gasoline.

There are underlined both the maximum operating parameters of the engine when using superior types of gasoline, keeping the adjustments of the carburator unmodified, and to decrease the fuel consumption during the modification of these adjusments, having in view the maintaining of engine nominal performances.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 13 fig., 4 tab., 5 ref.

CD : 621.431

Băţaga, N., Iancu, A., Căzilă, Aurica : **L'influence de quelques caractéristiques constructives et fonctionnelles des amortisseurs de vibrations á l'évacuation, sur la pollution sonore et sur les indices énergétiques et économiques des moteurs á combustion interne, à piston.**

On met en évidence la dépendence du niveau de bruit à l'évacuation des moteurs à combustion interne à piston en fonction de l'utilisation de divers types d'amortisseurs, conçu par les auteurs. On établit, aussi, l'influence des particularités constructives des amortisseurs sur les indices énergétiques et économiques des moteurs á combustion interne.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 15 fig., 5 ref.

CD : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Nistor, D.: **Nouvelles classes d'additifs et d'activants pour les lubrifiants et les carburants des moteurs thermiques.**

Les nécessités d'ordre fonctionnel toujours plus complexes imposées aux lubrifiants et aux carburants ont conduit à la recherche de nouveaux types d'additifs à divers buts : l'augmentation de l'indice d'épaisseur, le maintien en suspension des sédiments, la limitation des émissions polluantes, l'augmentation de la capacité portante à des pressions extrêmes. Cet ouvrage analyse les posibilités d'accomplissement et d'utilisation de nouveaux produits chimiques susceptibles de présenter une efficience accrue suivant les buts précisés.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 2 fig., 3 tab., 5 ref.

CD : 665.521

Voicu, I.: **L'oportunité de l'emploi des essences supérieures, remplaçant l'essence à CO-R 75 au moteur SR 211.**

L'ouvrage présente les résultats des expérimentations effectuées avec le moteur typ SR 211, obtenus à l'exploitation avec essence ayant CO-R 75 et les modifications necessaires effectuées pour faire le moteur fonctionel aux paramètres nominaux, en utilisant deux sortes d'essence.

On y met en évidence non seulement les paramètres maximals de fonctionnement du moteur dans le cas de l'utilisation des essences supérieures, en gardant sans aucune modification les réglages du carburateur, mais aussi la réduite du consummation de combustible à la modification de ces réglages pour le maintien des performances nominales du moteur.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 1, 13 fig., 4 tab., 5 ref.

DK : 621.431

Bățaga, N., Iancu, A., Căzilă, Aurica. : **Der Einfluss einiger konstruktiven und funktionalen Charakteristika bei. Auspuffschalldämpfern auf die Schallverunreinigung und die energetischen und ökonomischen Werte bei Kolbenverbrennungsmotoren.**

Es wird Abhängigkeit der Schallstärke beim Auspuff der Kolbenverbrennugsmotoren vom Gebrauch verschiedener Schalldämpfer, im Konzept der Autoren, dargestellt. In der Arbeit wird dem Einfluss der konstruktiven Eigenschaften der Schalldämpfer auf die energetischen und ökonomischen Werte bei Verbrenungsmotoren Aufmerksamkeit geschenkt.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 1, 10 Bild, 5 Lit.

DK : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Nistor, D. : **Neue Additivklassen und Aktiva für die Schmiermittel und Kraftstoffe der termischen Motoren.**

Die immer komplexeren funktionellem Aufgaben die an die Schmiermittel und Kraftstoffe gestellt wurden führten zur Untersuchung neuer Additivkategorien für verschiedene Zwecke : die Steigerung der Zähflüssigkeitsquote, die Aufrechterhaltung geringer Ablagerungen, das Bremsen der verunreinigenden Abgaserzeugnisse, das Steigern der Tragfähigkeit bei extremen Druck usw. In der Arbeit wird die Möglichkeit untersucht neue chemische Stoffe herzustellen und zu gebrauchen, die für die erwähnten Zwecke eine grössere Wirtschaf'lichkeit haben könnten.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 1, 2 Bild, 3 Taf, 5 Lit.

DK : 665.521

Voicu, I. : **Die Notwendigkeit des Gebrauchs besserer Benzine an Stelle des Benzins mit COR 75, beim Motor SR 211.**

Die Arbeit enthält die experimentellen Ergebnisse des Motors vom Typ SR-211, beim Funktionieren mit Benzin COR 75, sowie auch die unternommenen Änderungen mit der der Motor bei Nominalkenngrössen mit zwei Sorten Qualitätsbenzin arbeiten kann.

Die Arbeit hebt sowohl die maximalen Arbeitskenngrössen des Motors bei Gebrauch von höherem Benzin hervor, bei Behalten der Einstellung des Vergasers, als auch die Verminderung des Kraftstoffverbrauchs ohne die Einstellung zu modifizieren Zwecks Aufrechterhaltung der Nominalkenngrössen des Motors.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 1, 13 Bild, 4 Taf., 5 Lit.

Д.К. : 621.431

Бэцага, Н., Янку, А., Кэзилэ, Аурика : **Влияние конструктивных и рабочих характеристик глушителей шума у выпуска на акустическое загрязнение и на энергетические и экономические показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания.**

Указывается зависимость уровня шума у выхода поршневых двигателей внутреннего сгорания от применяемой конструкций отдельных шумоглушителей, разработанных авторами. Уделяется внимание определению влияния конструктивных особенностей шумоглушителей на энергетические и экономические показатели двигателей внутреннего сгорания.

Construcția de mașini, 31 (1979),
н. 1., 10 рис., 5 лит.

Д.К. : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Нистор, Д., : **Новые классы присадок и активирующих веществ для смазок и горючих тепловых двигателей.**

Всё более сложные требования к работе смазок и горючих привели к исследованию двух новых категорий присадок в различных целях : увеличение показателья вязкости, сохранение выпадающих взвешенных частиц, ограничение загрязняющих эмиссий, увеличение несущей спасобности при максимальных давлениях. В работе проанализированы возможности получения и применения новых химпродуктов, способных обеспечить повышенную эффективность в достижений указанных целей.

Construcția de mașini, 31 (1979),
н. 1, 2 рис., 3 таб., 5 лит.

Д.К. : 665.521

Войку, И. : **Целесообразность применения бензина высших сортов вместе бензин с сокращённым октановым числом в двигателе СР-211.**

В работе представлены результаты экспериментов, проведенных на двигателе СР-211, получённых при работе на бензине с сокращённым октановым числом 75 и изменения овнесенным для работы данного двигателя при номинальных параметрах, используя два сорта бензина высшего качества. В работе выявлены как максимальные параметры работы двигателя при использовании высокооктановых бензинов, с нейзменной регулировкой карбюратора, так и уменьшение расхода топлива при изменении этих регулировок в целях сохранения номинальных показателей работы двигателя.

Construcția de mașini, 31 (1979),
н. 1., 13 рис., 4 таб., 5 лит.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploiești", str. Vasile Lupu nr. 45, c. 15505.

Cadrul actual al concepției și realizării noilor familii de motoare termice în România

Dr. ing. Valentin **COSOROABĂ** — Institutul Național de Motoare Termice (I.N.M.T.) — București

Prin decret al Consiliului de Stat a luat ființă, în 1975, INSTITUTUL NAȚIONAL DE MOTOARE TERMICE, stabilindu-i-se profilul și principalele sarcini. Sarcina de bază o constituie cercetarea, proiectarea și omologarea prototipurilor noilor generații de motoare termice cu piston și cu turbină.

O dezvoltare deosebită a cunoscut în țara noastră fabricația motoarelor termice — sursa energetică a mai tuturor mașinilor și utilajelor cu acționare independentă. Sînt azi în fabricație motoare cu piston de la 3 CP la 30.000 CP, de la motorul motoretei „Mobra" pînă la motorul petrolierului de 150.000 tdw. Recent a început și fabricația motoarelor cu turbină pentru aviație.

Volumul de producție și gradul de organizare tehnologică a fabricației motoarelor a făcut posibilă dezvoltarea, la nivele de vîrf, a unor grupe de mașini de mare importanță în dezvoltarea economică a țării așa cum sînt: tractoarele, autocamioanele, locomotivele, utilajele petroliere, grupurile generatoare, motopompele și motocompresoarele ș.a. Alte grupe de mașini, cu pondere importantă în industrie alături de cele menționate, vor fi echipate cu motoare românești și sînt prevăzute a atinge nivele ridicate în actualul cincinal. Astfel sînt: navele maritime și fluviale, utilajele de construcții grele și terasiere, avioanele și elicopterele.

In marea majoritate, fabricația de motoare s-a bazat, pînă în actualul cincinal, pe licențe. Aceasta a permis realizarea unor ritmuri înalte de creștere a producției de motoare. Totodată, însă, a rezultat și o diversitate mare de tipuri constructive de motoare care tinde să devină o frînă în dezvoltarea tehnologică a fabricației motoarelor și echipamentelor acestora.

Dezvoltarea, în continuare, a fabricației de motoare impune ca acestea să fie concepute într-o viziune unitară, pe familii de motoare, cu un grad ridicat de unificare: aceasta constituie obiectivul principal ce a fost încredințat Institutului Național de Motoare Termice.

Institutul a pornit atît de la valorificarea experienței cîștigate prin licențele achiziționate pînă în prezent (SULZER, MAN, AVL, ALCO, ROLLS-ROYCE ș.a.), cît și de la rezultatele cercetărilor proprii obținute în institutele de profil (ICPET, ICPAT, ICP-FAUR, IMFCA etc.), ori în institutele politehnice din București, Timișoara și Iași.

La indicațiile tovarășului NICOLAE CEAUȘESCU, Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini și Consiliul Național pentru Știință și Tehnologie au organizat Institutul într-un mod cuprinzător, la nivel național, reunind colectivele de specialiști din institutele ce au avut preocupări în domeniul motoarelor. Totodată au fost construite filiale în centralele puternice ale industriei de motoare din Brașov și Reșița și la politehnicile din București, Timișoara și Iași.

In acest mod, pe de o parte se folosește integral experiența acumulată pînă în prezent, iar pe de altă parte se face nemijlocit o permanentă coordonare a activității și totodată o specializare a colectivelor de proiectanți și cercetători. Se realizează o mai bună integrare a învățămîntului, cu cercetarea și proiectarea.

Cadrele didactice lucrează nemijlocit în procesul de cercetare — proiectare și realizare a noilor generații de motoare. Profesorilor nu li se mai rezervă doar domenii înguste de cercetare limitate de baza materială, sau numai „recenzarea" realizărilor industriei de motoare, ci ei participă nemijlocit, îndrumă și intervin cu competență, de-a lungul întregului proces de genezăal fiecărui tip de motor.

Cercetarea concepției motoarelor într-un institut la nivel național, permite dotarea lui cu o bază experimentală eficientă pe un spectru larg, cuprinzător. Azi baza experimentală de realizare a motoarelor termice fiind extrem de scumpă, consecință a profunzimii și complexității cercetărilor la care s-a ajuns în tehnica motoarelor, nu e indicat a fi făcută în mai multe centre deoarece ar rezulta, fără îndoială, dotări paralele și investiții neeconomice.

Baza experimentală a institutului este în curs de a fi realizată la nivelul care să-i permită să dea industriei prototipuri de motoare omologate. Structura bazei experimentale este astfel concepută încît să permită realizarea unor contribuții originale și verificarea experimentală temeinică a acestora pe întregul proces de realizare a noului motor. Această concepție se materializează prin organizarea unor laboratoare specializate cum sînt cele pentru gazodinamică, transfer de căldură, tribologie, injecție, camere de ardere etc. Aici se experimentează și prind contur noile soluții constructive. Fiecare subansamblu ajunge

pe motor numai după o serie de probe în „cicluri simulate", realizate pe standurile acestor laboratoare, în faza de modele experimentale.

Astăzi, în domeniul motoarelor termice nu se mai poate realiza un progres tehnic important, decît prin investigări cu mijloace tehnice perfecționate, la nivelul fiecărui subansamblu, la nivelul fiecărui proces al motorului. Trebuie făcute modelări pe calculator, urmate de îndelungi și minuțioase experimentări în laboratoare.

O corelare strînsă trebuie realizată cu cercetările în domeniul metalurgiei, a chimiei lubrifianților și combustibililor minerali și sintetici, a materialelor nemetalice etc.

Numai o cercetare aprofundată, corelată și concertată cu progresele obținute în celelalte ramuri ale industriei, va asigura motoarelor de mîine consumuri specifice de combustibili și lubrifianți mai mici decît cele de azi și în același timp diminuarea sau poate eliminarea completă a emisiunilor poluante.

O atenție deosebită acordă Institutul colaborării cu întreprinderile fabricante de motoare sau echipamente ale motoarelor. Noile motoare vor fi astfel concepute, încît să se folosească economic dotarea fabricilor producătoare, să se folosească în măsură cît mai mare cele mai recente realizări în domeniul tehnologic al acestora.

Colaborarea cu colectivele de metalurgi și tehnologi ai fabricilor producătoare se desfășoară pe întregul parcurs al cercetării și proiectării motoarelor. Trebuie, totuși, remarcat că după ce la nivelul modelului funcțional al noului motor se realizează acordarea funcțională a subansamblelor, se trece la proiectarea prototipului, fază în care se dă o atenție deosebită proiectării tehnologice a fiecărei piese, condiție esențială pentru a se realiza motorul cu masă și dimensiuni de gabarit mici, de a realiza motorul la un preț de cost competitiv.

După trei ani de la înființare, la 24 iunie 1978, tînărul colectiv de muncă al institutului a avut bucuria de a primi vizita de lucru a tovarășului Nicolae Ceaușescu. Au fost prezentate primele rezultate obținute, institutul primind felicitările secretarului general al partidului pentru acest început bun ; felicitări care ne obligă mult și care constituie un puternic imbold pentru întregul colectiv al institutului.

CZ : 621.431

O tratare generală a problemei echilibrajului mecanic al forțelor de inerție ale maselor cu mișcare de translație la motoarele cu ardere internă în linie

Prof. dr doc. ing. George **BĂRĂNESCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Este cunoscut faptul că — la un motor cu ardere internă monocilindric — forța de inerție F_t a maselor cu mișcare de translație nu poate fi complet echilibrată cu ajutorul unor mase care au numai mișcări de rotație (operație (operație numită echilibrajul mecanic). Practic, pe această cale se echilibrează numai primul termen, eventual primii doi termeni, folosind pentru fiecare termen două mase identice, care se rotesc în sensuri contrare, cu viteze unghiulare de p ori mai mare decît viteza unghiulară a arborelui cotit, p fiind ordinul termenului respectiv [1]).

Această metodă poate fi aplicată și pentru echilibrarea termenilor de același ordin ai forțelor F_t ale unui motor cu mai mulți cilindri, tratînd fiecare cot ca și cînd ar aparține unui motor cu un singur cilindru. Dacă arborele cotit are c coturi, echilibrarea termenilor de un ordin oarecare reclamă echiparea motorului cu 2 c mase. Datorită numărului mare de mase necesar pentru echilibrarea unui singur termen o astfel de soluție nu este avantajoasă sub raport funcțional și constructiv.

Echilibrarea termenilor de un ordin oarecare ai forțelor F_t se poate realiza cu un număr mai mic de mase. Această soluție poate avea însă o influență nefavorabilă asupra echilibrajului momentului extern al termenului respectiv.

1) Termenii seriei forței de inerție a maselor cu mișcare de translație au fost precizați în [1]. În prezenta lucrare se folosesc mărimile definite în [1], notațiile fiind aceleași.

În cele ce urmează se stabilesc parametrii caracteristici ai maselor care asigură echilibrarea mecanică a termenilor de un ordin oarecare ai forțelor F_t ale unui motor policilindric în linie, planele în care trebuie să se rotească centrele maselor de echilibrare, precum și condițiile în care echilibrajul termenilor nu influențează echilibrajul momentului lor.

Stabilirea parametrilor caracteristici ai maselor dispozitivului de echilibrare

Conform interpretării mecanice analizată în [1], un termen oarecare al forței de inerție F_t a maselor cu mișcare de translație ale mecanismului motor al unui cilindru este rezultanta forțelor de inerție a două mase egale, de mărime $m_1 = \frac{1}{2}\frac{m_t R}{\rho \cos\sigma}$ pentru termenul de ordinul întîi și $m_p = \frac{1}{2}\frac{m_t R A_p^*}{\rho}$ pentru ceilalți termeni, concentrate la distanța ρ de axa de rotație Oz, care se rotesc în jurul acestei axe, în același plan și în sensuri contrare cu vitezele unghiulare $+p\omega$, respectiv $-p\omega$, care rămîn permanent simetrice față de Oz, raza de rotație a masei care se rotește în sensul pozitiv făcînd cu direcția Ox unghiul Ω_p în momentul $\alpha = O$ (fig. 1).

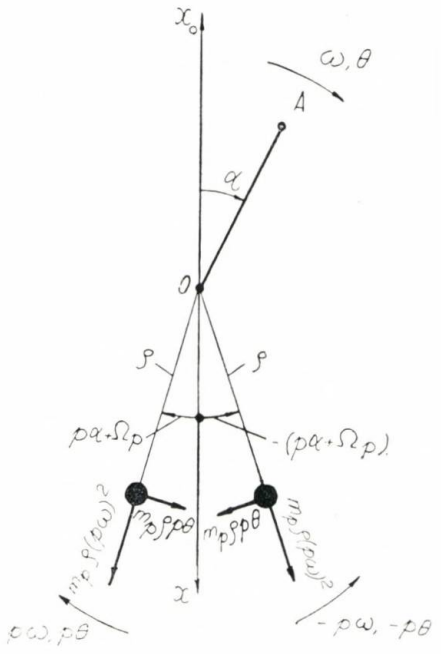


Fig. 1 Interpretarea mecanică a termenului de ordinul p al forței de inerție a maselor cu mișcare de translație ale mecanismului motor al unui cilindru.

În baza acestei interpretări echilibrarea termenilor de ordinul p ai forțelor F_t se reduce la echilibrarea a două ansambluri de cîte i mase egale, masele unui ansamblu rotindu-se în același sens cu aceeași viteză unghiulară. Pentru echilibrarea celor două ansambluri sînt necesare două mase de mărime egală, ale căror centre se rotesc în jurul axei Oz, în sensuri contrare și într-un plan perpendicular pe axa Oz cu vitezele unghiulare $p\omega$, respectiv $-p\omega$; fie m_{e_p} și ρ_{e_p} respectiv mărimea unei mase de echilibrare și distanța de la centrul ei la axa de rotație. Deoarece masele celor două ansamble sînt două cîte două permanent simetrice față de planul xOz, masele de echilibrare trebuie să fie de asemenea permanent simetrice față de acest plan.

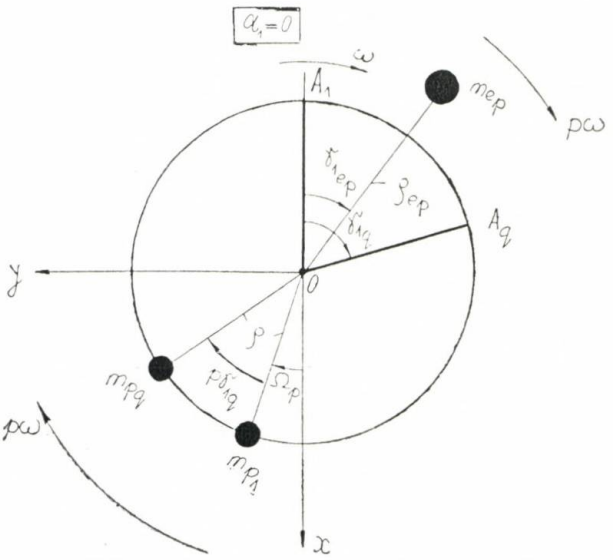


Fig. 2 Schemă pentru determinarea maselor dispozitivului de echilibrare a termenilor de ordinul p.

Se consideră arborele cotit în momentul în care unghiul ce precizează poziția manivelei 1 este nul ($\alpha_1 = 0$). În acest moment poziția unei manivele oarecare q față de direcția origine Ox_0 este determinată de unghiul γ_{1_q} dintre manivela considerată și manivela 1. Raza de rotație a centrului masei m_{p_q} care se mișcă în sensul pozitiv face ca direcția Ox, în momentul $\alpha_1 = 0$, unghiul $p\gamma_{1_q} + \Omega_p$ (fig. 2).

După cum se știe din mecanica teoretică, forțele de inerție ale unui ansamblu de mase în mișcare de rotație se echilibrează reciproc dacă centrul de masă al ansamblului se situează pe axa de rotație. Scriind această con-

diție pentru ansamblul maselor care se rotesc în sensul pozitiv, de pildă în momentul $\alpha_1=0$, se obține în cazul termenilor de ordinul p.

$$\left.\begin{aligned}&\frac{1}{2}\,m_e R\mathcal{A}_p^*\sum_{q=1}^{q=i}\cos\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)+\\&+m_{e_p}\rho_{e_p}\cos\left(\pi+\gamma_{1_{e_p}}\right)=0,\\&\frac{1}{2}\,m_t R\mathcal{A}_p^*\sum_{q=1}^{q=i}\sin\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)+\\&+m_{e_p}\rho_{e_p}\sin\left(\pi+\gamma_{1_{e_p}}\right)=0,\end{aligned}\right\}\qquad(1)$$

unde s-a notat cu $\gamma_{1_{e_p}}$ unghiul dintre manivela cilindrului 1 și raza de rotație a masei de echilibrare care se rotește în sensul pozitiv, măsurat în momentul $\alpha_1=0$.

Din (1) se deduce :

$$m_{e_p}\rho_{e_p}=\frac{1}{2}\,m_t R\mathcal{A}_p^*\cdot\qquad(2)$$

$$\cdot\sqrt{\left[\sum_{q=1}^{q=i}\sin\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)\right]^2+\left[\sum_{q=1}^{q=i}\cos\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)\right]^2}$$

$$\operatorname{tg}\gamma_{1_{e_p}}=\frac{\sum_{q=1}^{q=i}\sin\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)}{\sum_{q=1}^{q=i}\cos\left(p\gamma_{1_q}+\Omega_p\right)},\qquad(3)$$

relația în care $\gamma_{1_1}=0$. Factorul $\mathcal{A}_p^*$, $p>1$, este coeficientul de ordinul p al seriei Fourier a deplasării pistonului.

Relațiile (1) arată că unghiul $\gamma_{1_{e_p}}$ este cuprins în domeniul $-90°<\gamma_{1_{e_p}}<90°$, sau în domeniul $90°<\gamma_{1_{e_p}}<270°$, după cum numitorul din (3) este pozitiv sau negativ.

Condiția (2) permite dimensionarea maselor de echilibrare, iar condiția (3) stabilește corelația dintre mișcarea arborelui cotit și mișcarea maselor de echilibrare. Deoarece mărimile m_{e_p} și ρ_{e_p} trebuie să satisfacă numai condiția (2), există o infinitate de posibilități de dimensionare a dispozitivului de echilibrare ; dintre acestea se alege soluția cea mai covenabilă din punct de vedere constuctiv și tehnologic.

Rotirea maselor de echilibrare în jurul axei Oz nu este avantajoasă din punct de vedere constructiv. Sînt însă posibile și alte soluții de dispunere a maselor de echilibrare, care se determină plecînd de la constatarea că dispozitivul de echilibrare trebuie să creeze o forță în planul xOz permanent egală și de sens contrar cu rezultanta $F_{p_{rez}}$ termenilor de ordinul p. Se observă că această cerință este îndeplinită și cînd masele dispozitivului se rotesc în jurul unor axe paralele, situate într-un plan perpendicular pe planul xOz, la egală distanță de o parte și de alta a sa (fig. 3).

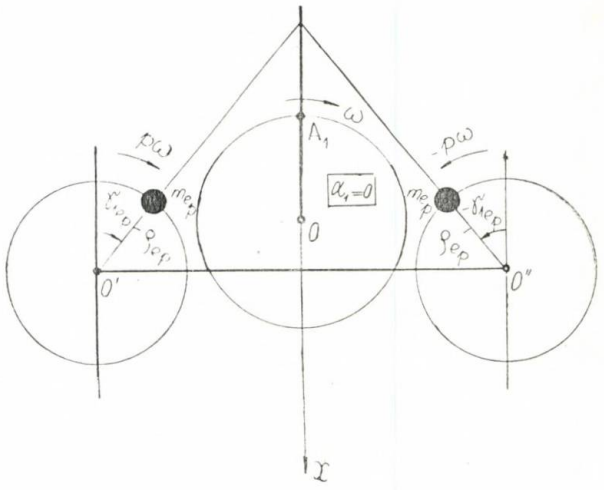


Fig. 3 Schema dispozitivului care realizează echilibrajul mecanic al termenilor de ordinul p ai forțelor de inerție ale maselor cu mișcare de translație.

Determinarea planului în care trebuie să se rotească centrele maselor de echilibrare

Centrele maselor de echilibrare trebuie să se rotească în planul p_{rez}, normal pe axa Oz, în care se află rezultanta $F_{p_{rez}}$ a termenilor de ordinul considerat. Situînd astfel masele dis-

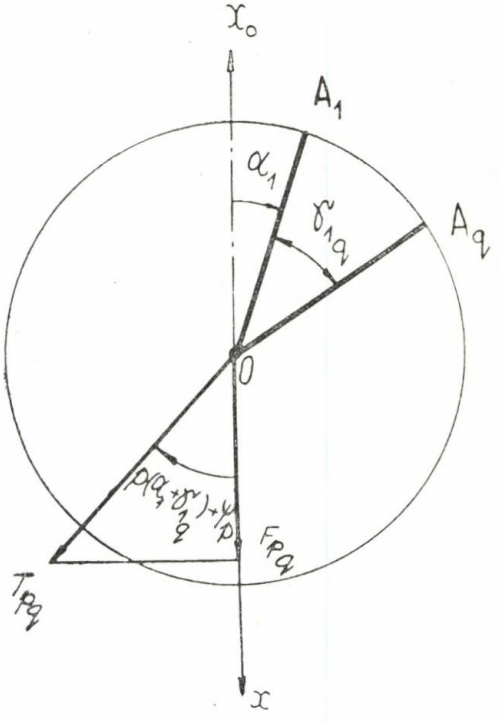


Fig. 4. Poziția vectorului T_{p_q}

pozitivului de echilibrare rezultanta forțelor de inerție ale dispozitivului este permanent egală, de sens contrar și are același suport cu forța $F_{p_{rez}}$; în consecință termenul considerat nu va produce moment de galop.

Pentru determinarea poziției planului p_{rez}, se consideră arborele cotit într-un moment de timp oarecare. Se notează cu α_1 unghiul care precizează poziția manivelei cilindrului 1 în momentul de timp ales, cu z_{1_q} distanța dintre planele P_1 și P_q în care se mișcă respectiv manivelele 1 și q, și cu $z_{1_{rez}}$ distanța dintre planele P_1 și P_{rez}. Potrivit interpretării vectoriale din [1], termenul de ordinul p pentru cilindrul q are expresia :

$$F_{p_q} = T_p \cos\left[p(\alpha_1 + \gamma_{1_q}) + \psi_p\right],$$

deoarece $\alpha_q = \alpha_1 + \gamma_{1_q}$ (fig. 4). Scriind egalitatea dintre momentele termenilor de ordinul p și momentul rezultantei acestor termeni, momentele fiind calculate de pildă față de punctul de intersecție dintre axa de rotație și planul P_1, se deduce că :

$$z_{1_{rez}} = \frac{\sum_{q=2}^{q=i} z_{1_q} \cos\left[p(\alpha_1 + \gamma_{1_q}) + \psi_p\right]}{\sum_{q=2}^{q=i} \cos\left[p(\alpha_1 + \gamma_{1_q}) + \psi_p\right]} \qquad (4)$$

Deoarece unghiul α_1 este variabil în timp, se constată din (4) că poziția planului normal pe axa Oz în care se situează rezultanta $F_{p_{rez}}$, se modifică în timp. În consecință, nu este posibil ca forța $F_{p_{rez}}$ și forța de echilibrare să aibă permanent același suport, fiindcă planul de mișcare al centrelor maselor dispozitivului de echilibrare este fix. Din această cauză cele două forțe produc un moment de galop variabil în timp, care provoacă reacțiunea variabile pe reazemele motorului .

Condițiile în care echilibrajul termenilor nu influențează echilibrajul momentului lor

Dacă :

$$p\gamma_{1_q} = k \cdot 2\pi, \quad k = 1, 2, 3, \ldots, \qquad (5)$$

formula (4) devine :

$$z_{1_{rez}} = \frac{\sum_{q=2}^{q=i} z_{1_q}}{i} \qquad (6)$$

În acest caz $z_{1_{rez}}$ este invariabil ; forța $F_{p_{rez}}$ și forța de echilibrare pot avea permanent același suport și deci momentul lor de galop este eliminat.

Formula (6) arată că în condițiile (5) punctul de intersecție dintre axa de rotație a arborelui cotit și suportul rezultantei $F_{p_{rez}}$ este centrul de greutate al punctelor de intersecție dintre această axă și planele în care se mișcă manivelele. Dacă distanțele dintre manivelele constructive sînt egale, sau dacă manivelele sînt dispuse două cîte două la egală distanță de manivelele extreme (fig. 5), planul în care trebuie să se miște centrele maselor de echilibrare este situat la egală distanță de manivelele extreme.

Cînd este îndeplinită condiția (5) termenii de ordinul p sînt permanent în fază. Această situație se realizează pentru toți termenii care au o rezultantă, la motoarele în linie cu simplă acțiune și aprinderi uniforme repartizate precum și la unele motoare în linie cu dublă acțiune și aprinderi uniform repartizate. Prin urmare, la aceste motoare este posibilă eliminarea reacțiunilor produse pe reazemele motorului de oricare din termenii care au o rezultantă, folosind pentru fiecare termen numai dispozitivul din figura (3).

Deși principial se pot echilibra mecanic oricîți termeni ai forțelor de inerție ale maselor cu mișcare de translație, posibilitățile de echilibrare sînt limitate, deoarece dispozitivele complică mult construcția motorului, în special din cauza necesității de a roti masele în sensuri contrare și cu viteze unghiulare — multiplii ai vitezei unghiulare de rotație a arborelui cotit. Din acest motiv echilibrarea mecanică se aplică cel mult pentru primii doi termeni, care au cele mai mari amplitudini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bărănescu, G.* : Interpretări vectoriale ale forței de inerție a maselor cu mișcare de translație aferente echipajului mobil al cilindrului unui motor cu ardere internă, cu considerarea variației vitezei unghiulare de rotație a arborelui cotit. Studii și cercetări de mecanică aplicată, 6/1969.

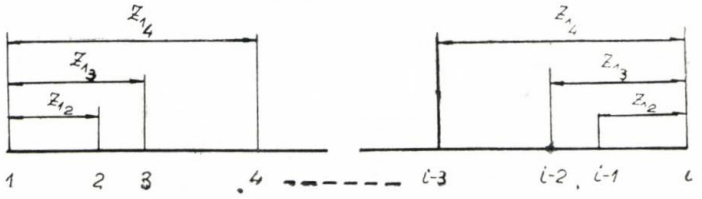


Fig. 5 Dispunerea manivelelor două cîte două la egală distanță de manivelele extreme.

CZ : 621.431

Influența peretelui asupra cîmpului de temperaturi ce se dezvoltă pe durata comprimării în cilindrul motorului cu ardere internă

Prof. dr. ing. Constantin **ARAMĂ** conf. dr. ing. Dinu **TARAZA** — Institutul Politehnic București

Cîmpul de temperaturi format în gazele ce evoluează în cilindrul motorului cu ardere internă, pe durata admisiunii și comprimării, constituie o problemă care, în ciuda importanței practice pe care o prezintă, a fost relativ puțin investigată atît sub aspect teoretic, cît și experimental. Această situație se datorește dificultăților de modelare teoretică a schimbului de căldură gaz-perete, în condițiile specifice procesului de comprimare din cilindru, precum și ale celor legate de măsurarea — în regim dinamic — a unor temperaturi cvasipunctiforme.

Existența unui cîmp de temperaturi în gazele comprimate în cilindrul motorului a fost evidențiată pentru prima oară — în mod indirect — în 1961 [1]. Astfel, măsurîndu-se fluxul instantaneu de căldură schimbat între perete și gaz, pe durata unui ciclu, s-a stabilit imposibilitatea de a se evalua corect, prin calcul, schimbul de căldură la perete, pe baza unui coeficient de transfer convectiv și a temperaturii medii a agentului motor. Această situație atrage atenția asupra faptului că, în vecinătatea peretelui, se formează un cîmp de temperaturi a căror valoare diferă de cea a gazelor situate în zona centrală a cilindrului și care modifică esențial condițiile de transfer.

Reluînd această problemă în 1968, lucrarea [2] justifică teoretic observațiile experimentale precedente. Modelul de transfer de căldură la un perete plan în regim de presiune pulsatorie, elaborat în lucrarea [2], explică formarea în vecinătatea peretelui a unei zone pe care temperatura variază în mod diferit în raport cu restul masei de gaz. Rezultatele obținute reprezintă, însă, o soluție a regimului permanent privind pulsațiile de presiune și respectiv de temperatură la care este supus gazul. Ori, în cazul gazelor care evoluează în cilindrul motorului este esențial caracterul de regim profund nestaționar, accentuat și de schimbarea încărcăturii la fiecare nou ciclu. În aceste condiții, gazele ce evoluează în cilindru pe durata admisiunii și prima parte a comprimării nu se pot încălzi decît local — datorită timpului scurt de contact — în vecinătatea pereților calzi ai spațiului de lucru. Această împrejurare are consecințe importante asupra evoluției în continuare a temperaturii gazului, datorită valorii finite a ratei de schimb de căldură prin masa de gaz.

Într-o lucrare anterioară, publicată în 1972 [3], s-a prezentat un model care abordează — teoretic — problema schimbului de căldură la un perete cilindric în condițiile specifice motorului cu ardere internă. Acest model permite justificarea observațiilor experimentale din lucrările [1], [2], [9] scoțînd în plus în evidență posibilitatea de existență a unei zone de supratemperatură situată în vecinătatea pereților calzi. Grosimea foarte redusă a acestei zone face extrem de dificilă evidențierea ei prin măsurarea directă. Așa se și explică faptul că ea nu a fost detectată însă de nici o cercetare experimentală directă. Această adîncime redusă a zonei de supratemperatură atrage însă atenția și asupra faptului că ea va fi relativ insensibilă în raport cu gradul de turbulență al gazelor din cilindru, neputînd fi perturbată decît de scările foarte mici ale acesteia. Într-adevăr, unele măsurători [1] arată că fluxurile termice gaz-perete nu diferă practic pentru cazurile turbulență maximă, respectiv turbulență minimă, pe durata unui ciclu de antrenare.

Pe baza acestor rezultate, s-a procedat în continuare la rafinarea modelului formulat în [3], prin luarea în considerație a mișcării de rotație (swirl), pe care o execută gazele în interiorul cilindrului. A rezultat astfel un model în care atît cîmpul de temperaturi cît și cel de viteze admit simetrie cilindrică, masa de gaz din cilindru fiind împărțită în N elemente inelare de grosime finită și înălțime arbitrară $X(t)$ care variază în timp după o lege similară cu cea de mișcare a pistonului (fig. 1).

La punerea în ecuație a procesului s-au avut în considerație următoarele ipoteze :

1. **masa elementului nu variază în timp (elementele vecine nu schimbă masa între ele) ;**
2. **presiunea este identică în toată masa de gaz (absența gradienților de presiune) ;**
3. **gazele sînt considerate perfecte, căldura lor specifică fiind o funcție numai de temperatură ;**
4. **conductibilitatea termică a gazelor variază cu temperatura ;**
5. **gazele considerate se comportă ca un fluid newtonian ;**
6. **vîscozitatea dinamică a gazelor variază cu temperatura ;**
7. **elementul inelar nu schimbă energie, sub nici o formă, în sens axial ;**
8. **temperatura peretelui cilindric se consideră constantă pe toată durata procesului.**

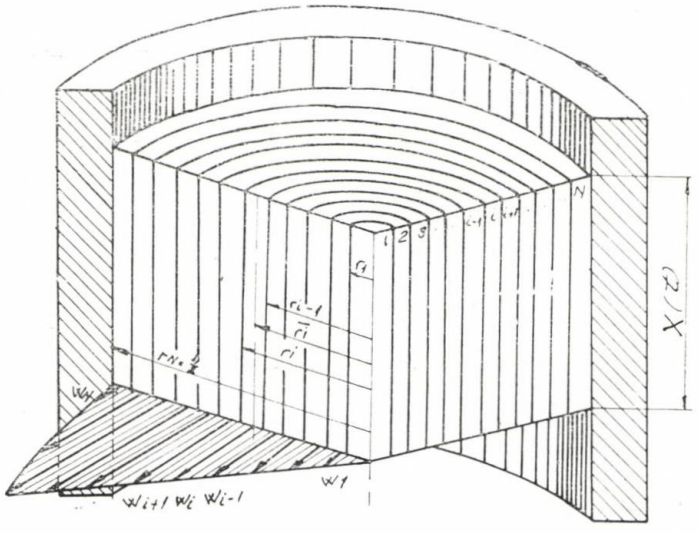
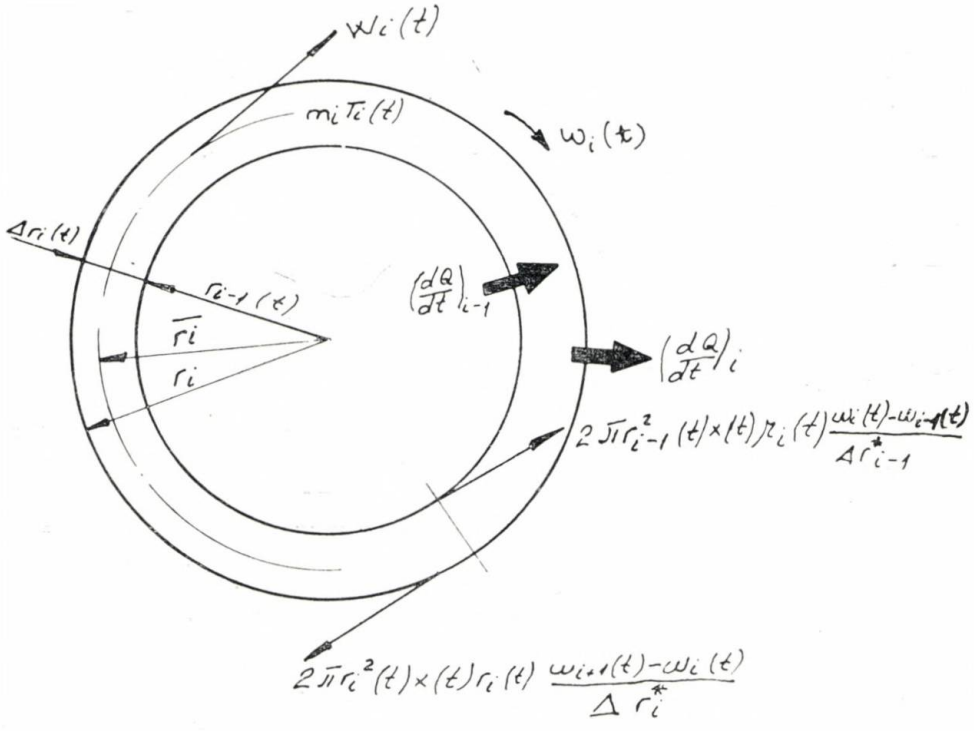


Fig. 1



Scriind pentru un element oarecare „i" ecuația de conservare a momentului cinetic și cea de conservare a energiei, se obține un sistem de ecuații diferențiale care poate fi pus în final în forma :

$$\frac{dW_i}{dt} = \frac{2\pi}{M} g \frac{\mathcal{X}(t)}{m_i \sqrt{\theta_i(t) - \theta_{i-1}(t)}} \left\{ \mu_i(t) \times \right.$$

$$\times \frac{[\theta_i(t)]^{3/2}}{\sqrt{\theta_{i+1}(t)} - \sqrt{\theta_{i-1}(t)}} \times \left[\frac{W_{i+1}(t)}{\sqrt{\theta_{i+1}(t) + \theta_i(t)}} - \right.$$

$$\left. - \frac{W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} \right] - \mu_{i-1}(t) \frac{[\theta_{i-1}]^{3/2}}{\sqrt{\theta_i(t)} - \sqrt{\theta_{i-2}(t)}} \times$$

$$\left. \times \left[\frac{W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} - \frac{W_{i-1}(t)}{\sqrt{\theta_{i-1}(t) + \theta_{i-2}(t)}} \right] \right\} \quad (1)$$

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{AR}{C_{p_i}(t)} \frac{T_i(t)}{p(t)} \frac{dp}{pt} +$$

$$+ \frac{4\pi \mathcal{X}(t)}{m_i c_{p_i}(t)} \left\{ \frac{\sqrt{\theta_{i-1}(t)}}{\sqrt{\theta_i(t)} - \sqrt{\theta_{i-2}(t)}} \times \right.$$

$$\times \left[k_{i-1}(t) \left(T_{i-1}(t) - T_i(t) \right) + \right.$$

$$+ \frac{2A W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} \theta_{i-1}(t) \mu_{i-1}(t) \times$$

$$\left. \times \left(\frac{W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} - \frac{W_{i-1}(t)}{\sqrt{\theta_{i-1}(t) + \theta_{i-2}(t)}} \right) \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{\theta_i(t)}}{\sqrt{\theta_{i+1}(t)} - \sqrt{\theta_{i-1}(t)}} \times \left[k_i(t) \left(T_i(t) - T_{i+1}(t) \right) + \right.$$

$$+ \frac{2A W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} \mu_i(t) \theta_i(t) \times$$

$$\left. \left. \times \left(\frac{W_{i+1}(t)}{\sqrt{\theta_{i+1}(t) + \theta_i(t)}} - \frac{W_i(t)}{\sqrt{\theta_i(t) + \theta_{i-1}(t)}} \right) \right] \right\} \quad (2)$$

În vederea rezolvării numerice a acestui sistem se procedează la explicitarea tuturor mărimilor ce apar în ecuațiile (1) și (2) și la înlocuirea exprimărilor diferențiale infinitezimale prin diferențe finite într-un mod similar cu cel descris în detaliu în lucrările [3] și [4]. Înlocuind și variabila timp prin variabila unghi de manivelă se obține în final un sistem de ecuații algebrice :

$$\left\{ \begin{array}{l} W_i(\alpha + \Delta\alpha) = W_i(\alpha) + \frac{4\pi}{3Mn} g \frac{\mathcal{X}(\alpha)}{m_i} \cdot \\ \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta_i(\alpha) + \theta_{i-1}(\alpha)}} \left\{ \mu_i(\alpha) \times \right. \\ \times \frac{[\theta_i(\alpha)]^{3/2}}{\sqrt{\theta_{i+1}(\alpha)} - \sqrt{\theta_{i-1}(\alpha)}} \left[\frac{W_{i+1}(\alpha)}{\sqrt{\theta_{i+1}(\alpha) + \theta_i(\alpha)}} - \right. \\ \left. - \frac{W_i(\alpha)}{\sqrt{\theta_i(\alpha) + \theta_{i-1}(\alpha)}} \right] - \mu_{i-1}(\alpha) \cdot \\ \cdot \frac{[\theta_{i-1}(\alpha)]^{3/2}}{\sqrt{\theta_i(\alpha)} - \sqrt{\theta_{i-2}(\alpha)}} \left[\frac{W_i(\alpha)}{\sqrt{\theta_i(\alpha) + \theta_{i-1}(\alpha)}} - \right. \\ \left. \left. - \frac{W_{i-1}(\alpha)}{\sqrt{\theta_{i-1}(\alpha) + \theta_{i-2}(\alpha)}} \right] \right\} \Delta\alpha \\ i = 2,3, \ldots, N. \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_i(\alpha + \Delta\alpha) = T_i(\alpha) \left[1 + \frac{AR}{c_{p_i}(\alpha)} \cdot \right. \\ \left. \cdot \frac{p(\alpha + \Delta\alpha) - p(\alpha - \Delta\alpha)}{2p(\alpha)} \right] + \\ + \frac{4\pi \mathcal{X}(\alpha)}{21600 n m_i c_{p_i}(\alpha)} \left\{ \frac{k_{i-1}(\alpha) \sqrt{\theta_{i-1}(\alpha)}}{\sqrt{\theta_i(\alpha)} - \sqrt{\theta_{i-2}(\alpha)}} \cdot \right. \\ \cdot \left[T_{i-x}(\alpha) - T_i(\alpha) \right] - \frac{k_i(\alpha) \sqrt{\theta_i(\alpha)}}{\sqrt{\theta_{i+1'}(\alpha)} - \sqrt{\theta_{i-1}(\alpha)}} \cdot \\ \left. \cdot \left[T_i(\alpha) - T_{i+1}(\alpha) \right] \right\} \Delta\alpha + \frac{AM}{g} \frac{W_i(\alpha)}{C_{pi}(\alpha)} \cdot \\ \cdot \left[W_i(\alpha) - W_i(\alpha + \Delta\alpha) \right] \\ i = 2,3, \ldots . N. \end{array} \right. \quad (4)$$

Acestor relații li se adaogă formele particularea pe care le capătă ecuațiile de conservare în cazul elementelor extreme.

$$W_1(\alpha + \Delta\alpha) = W_1(\alpha) + \frac{4\pi}{3Mn} g \frac{\mathcal{X}(\alpha)}{m_1} \times$$

$$\times \frac{\sqrt{\theta_1(\alpha)}}{\sqrt{\theta_2(\alpha)}} \mu_1(\alpha) \times \left[\frac{W_2(\alpha)}{\sqrt{\theta_2(\alpha) + \theta_1(\alpha)}} - \right. \quad (5)$$

$$\left. - \frac{W_1(\alpha)}{\sqrt{\theta_1(\alpha)}} \right] \Delta\alpha$$

$$T_1(\alpha + \Delta\alpha) = T_1(\alpha) \left[1 + \frac{AR}{c_{p_1}(\alpha)} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \frac{p(\alpha + \Delta\alpha) - p(\alpha - \Delta\alpha)}{2p'(\alpha)} \right] -$$

$$- \frac{4\pi\mathcal{X}(\alpha)}{21600 n m_1 c_{p_1}(\alpha)} k_1(\alpha) \frac{\sqrt{\theta_1(\alpha)}}{\sqrt{\theta_2(\alpha)} + \sqrt{\theta_1(\alpha)}} \cdot \quad (6)$$

$$\cdot \left[T_1(\alpha) - T_2(\alpha) \right] \Delta\alpha + \frac{AM}{g} \frac{W_1(\alpha)}{c_{p_1}(\alpha)} \cdot$$

$$\cdot \left[W_1(\alpha) - W_1(\alpha + \Delta\alpha) \right]$$

iar pentru $i=N$ se înlocuiește :

$$\begin{cases} \theta_{i+1}(\alpha) = \theta_i(\alpha) \\ W_{i+1}(\alpha) = 0 \\ T_{i+1}(\alpha) = T_w \end{cases} \quad (7)$$

Se obțin astfel un sistem de 2 N ecuații algebrice cu 2 $N+1$ necunoscute : cele N viteze tangențiale și cele N temperaturi ale elementelor inelare considerate plus presiunea gazelor din cilindru la finele fiecărui interval de calcul $\Delta\alpha$. Cea de a $(N+1)$ ecuație necesară pentru determinarea sistemului este ecuația de conservare a masei, care după transformări [3], devine :

$$\sqrt{\frac{R}{\pi\mathcal{X}(\alpha)p(\alpha)}\theta_N(\alpha)} = \frac{D}{2} \quad (8)$$

Rezolvarea sistemului este programată în limbaj FORTRAN pentru execuție pe calculator electronic. Operația de programare este similară cu cea descrisă în detaliu în lucrarea [3].

Pe baza modelului astfel formulat, s-a procedat la investigarea influențelor pe care le execută asupra cîmpului de temperaturi și a cîmpului de viteze tangențiale, modificarea turației motorului, a temperaturii peretelui și a dimensiunii cilindrului.

Primul set de rezultate a fost obținut pentru alezajul $D=108$ mm, cursa $S=130$ mm, raportul de compresie $\varepsilon=17$, temperatura peretelui $T_w=400$°K, presiunea finală de admisiune $P_a=0{,}88$ bari și turații cuprinse între 1000 rot/min și 2500 rot/min.

O primă constatare importantă, care se desprinde din analiza rezultatelor, este aceea a independenței, aproape totale, a cîmpului de temperaturi în raport cu mișcarea de rotație (swirl) a gazelor din cilindru. De asemenea, modificarea cîmpului de viteze tangențiale, pe durata comprimării în cilindru, este nesemnificativă. Ca urmare se analizează în continuare numai evoluția cîmpurilor de temperatură.

În figura 2 sînt reprezentate profilurile de temperaturi pe cursa de comprimare pentru două poziții diferite ale pistonului (PMI și 20° RAC avans față de PMI) la turațiile de 1000 rot/min și respectiv 2500 rot/min.

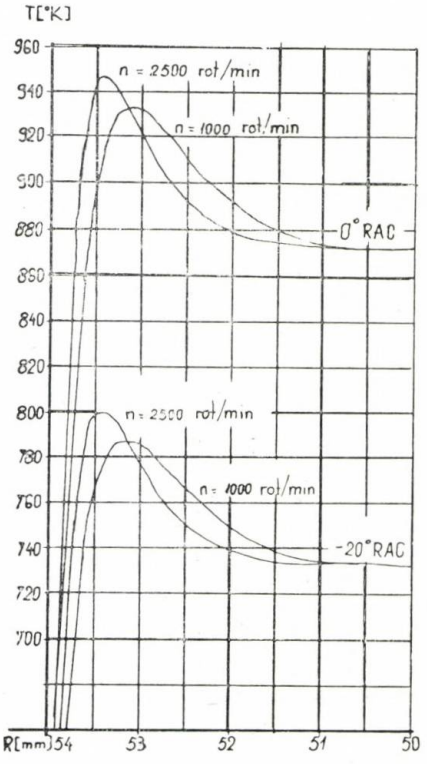


Fig. 2

Se constată că, odată cu creșterea turației, crește valoarea maximă a supratemperaturii, iar poziția zonei de supratemperatură se deplasează către peretele cilindrului. O observație importantă ce se desprinde din analiza figurii 2 este aceea că valoarea temperaturii de compresie a marei majorități a masei de gaz din cilindru nu este influențată sensibil de turația motorului. Această insensibilitate, în raport cu turația, a stării termice a gazelor din zona centrală a cilindrului este determinată tocmai de existența zonei de supratemperatură de la periferie, care „ecranizează" zona centrală în raport cu peretele cilindrului.

În figura 3 s-a reprezentat variația cu turație a valorii maxime a supratemperaturii și a diferenței dintre aceasta și temperatura marii majorități a masei de gaze din cilindru, la sfîrșitul compresiei. Această variație, deși sensibilă, nu este foarte spectaculoasă, ea înregistrînd o valoare de circa 13°K pentru o creștere a turației de la 1000 rot/min la 2500 rot/min.

Fluxurile termice schimbate de gazele ce evoluează în cilindru, cu peretele acestuia, pentru diverse valori ale turației, au fost re-

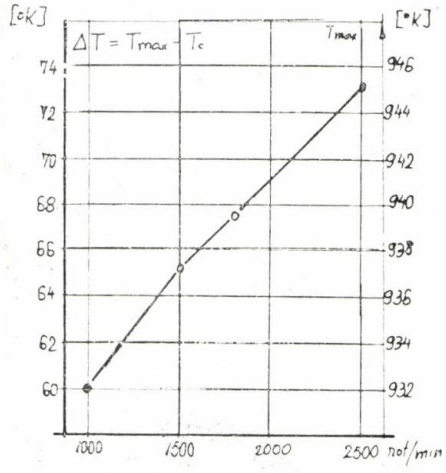


Fig. 3

prezentate în figurile 4 și 5. Pornindu-se de la același profil inițial de temperaturi și aceeași presiune, în figura 4 s-au trasat curbele de variație a cantităților de căldură schimate cu peretele, raportate la unghiul de rotație al arborelui cotit. Se constată că odată cu creșterea turației, ca urmare a scăderii timpului de contact gaze-perete, cantitățile de căldură schimbate au valori mai reduse pe toată durata procesului.

În figura 5 au fost trasate curbele de variație ale fluxurilor termice specifice (cantitate de căldură schimbată cu peretele raportată la unitatea de timp). Se constată că, datorită amplificării — cu creșterea turației — a supratemperaturii realizate în vecinătatea peretelui, transferul de căldură devine mai intens. Intensificarea transferului de căldură, pe durata comprimării, la creșterea turației concordă cu datele experimentale comunicate în literatură [1], [2].

O altă influență investigată a fost aceea a temperaturii peretelui. În figura 6 au fost reprezentate profilurile de temperaturi în momentul inițial (PME), la sfîrșitul comprimării (PMJ) și cu 20° RAC înaintea acestuia, pentru turația de 1800 rot/min și temperaturile peretelui cilindrului de 127°C (400°K) și 257°C (530°K). Valorile considerate ar corespunde unui cilindru răcit cu apă, respectiv cu aer.

Se constată că, la creșterea temperaturii peretelui, valoarea maximă a supratemperaturii crește substanțial, în timp ce temperatura marii majorități a masei de gaze din cilindru este afectată nesemnificativ de această împrejurare. Creșterea cu 130°C (de la 127°C la 257°C) a temperaturii peretelui conduce la creșterea supratemperaturii maxime cu 185°C (de la 935°K la 1120°K).

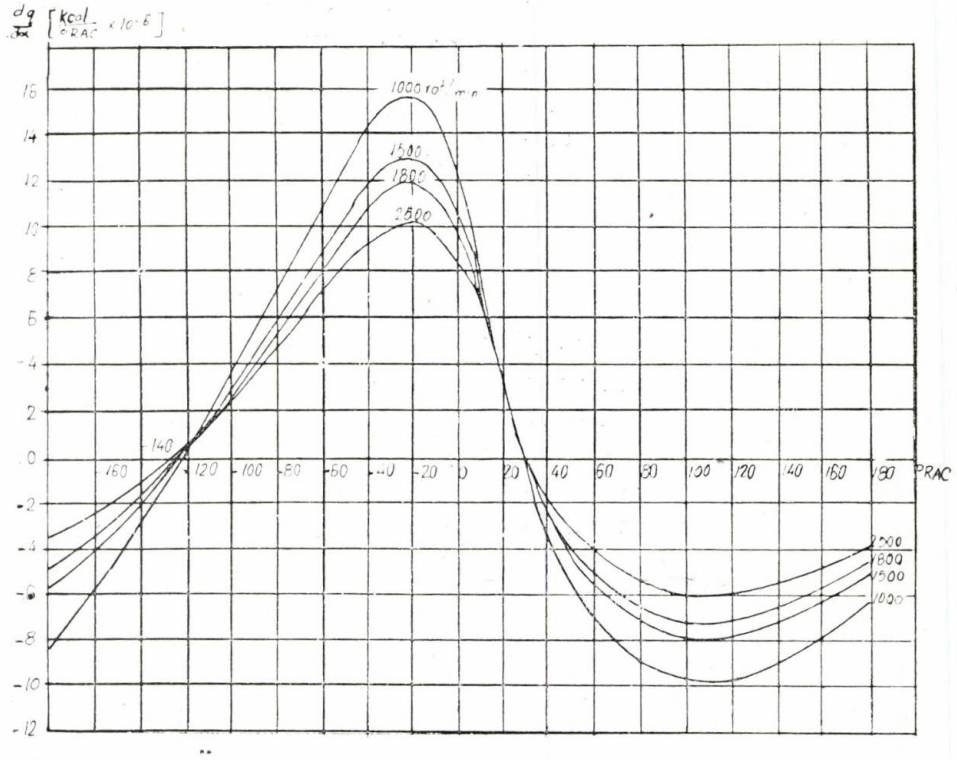


Fig. 4

Dacă, în momentul inițial, peretele se găsește la aceeași temperatură cu gazele (situație ce corespunde pornirii la rece a motorului), fenomenul de apariție a zonei de supratemperatură dispare. În această situație zona din vecinătatea peretelui rămîne, pe toată durata comprimării, la o temperatură inferioară celei pe care o atinge masa de gaz situată în centrul cilindrului (figura 7).

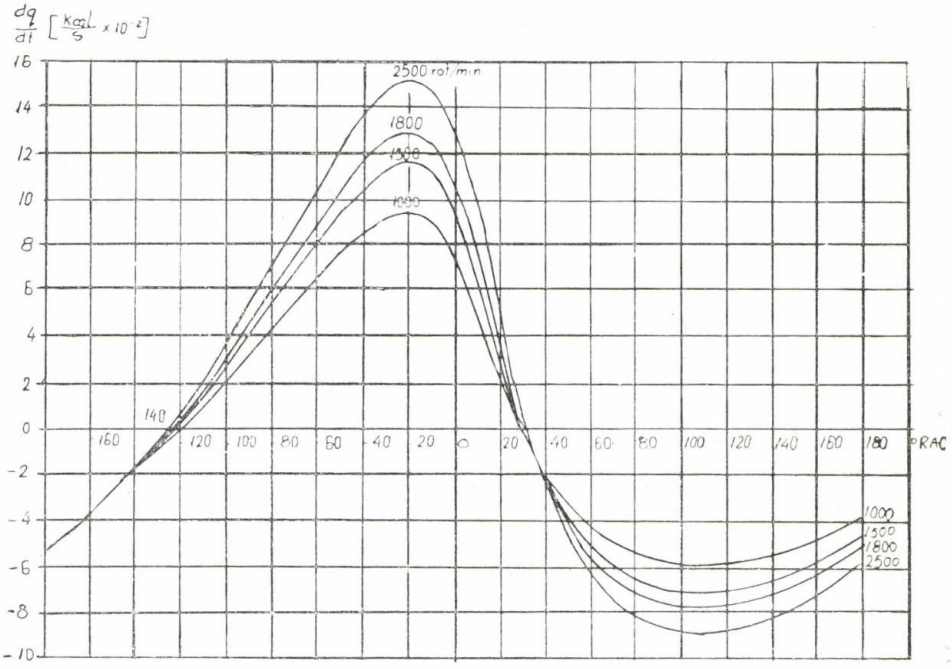


Fig. 5

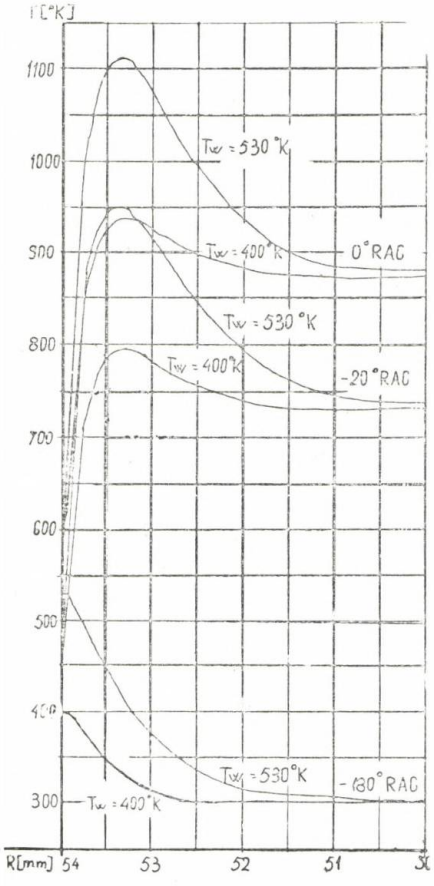


Fig. 6

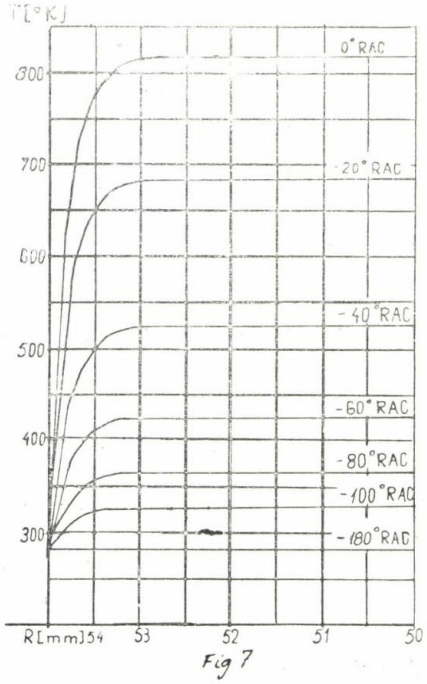


Fig. 7

Se poate afirma, deci, că fenomenul de apariției a zonei de supratemperatură este o consecință a stării termice a peretelui cilindrului și a valorii finite a conductibilității termice a gazelor.

Ultimul parametru investigat a fost acela al dimensiunii cilindrului. Menționînd constantă turația și valoarea raportului *S/D*, s-au luat în considerație cilindri cu alezajul de 60, 108 și 200 mm. Calculele au arătat că profilul de temperaturi, pe durata comprimării, rămîne practic nealterat de modificarea dimensiunii cilindrului. În figura 8 au fost reprezen-

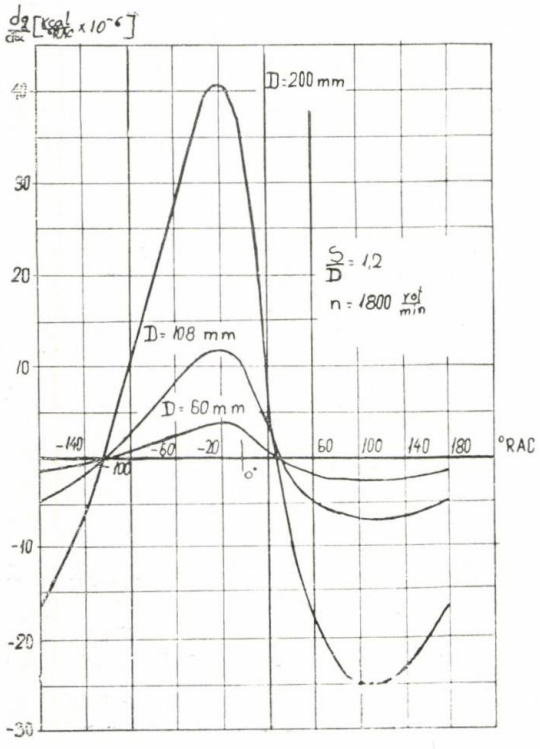


Fig. 8

tate curbele de variație a fluxurilor de căldură schimbate între gaz și perete. Se constată că punctele celor trei curbe sînt situate între ele într-un raport egal cu cel al patratelor diametrelor.

Această situație se explică prin faptul că zona de variație a temperaturii, avînd o grosime mult mai mică față de raza cilindrului, devine neglijabilă în raport cu aceasta, astfel încît problema transferului de căldură poate fi asimilată cu o problemă plană, cantitatea de căldură schimbată fiind direct proporțională cu suprafața considerată.

Pe baza acestor rezultate s-a căutat în continuare să se folosească efectul de supratemperatură pentru accelerarea aprinderii, la un motor cu aprindere prin comprimare și injecție directă. Ca motor experimental a fost ales un monocilindru D12 fabricat de Intreprinderea Timpuri Noi — București, la care sistemul de injecție a fost astfel modificat încît unul din jeturile de combustibil să fie dirijat tangențial către talerul supapei de evacuare. Pe această cale s-a căutat să se folosească valoarea maximă a supratemperaturii ce ar urma să se realizeze în vecinătatea peretelui celui mai cald al camerii de ardere (talerul supapei de evacuare).

Pentru a se putea aprecia influența exercitată de zona de supratemperatură asupra întîrzierii la aprindere, s-au înregistrat oscilogramele ridicate pe motorul alimentat cu trei calități de combustibil: cetan, motorină comercială și un amestec 50% motorină comercială cu 50% benzină și COR—98, în varianta motor normal și motor modificat.

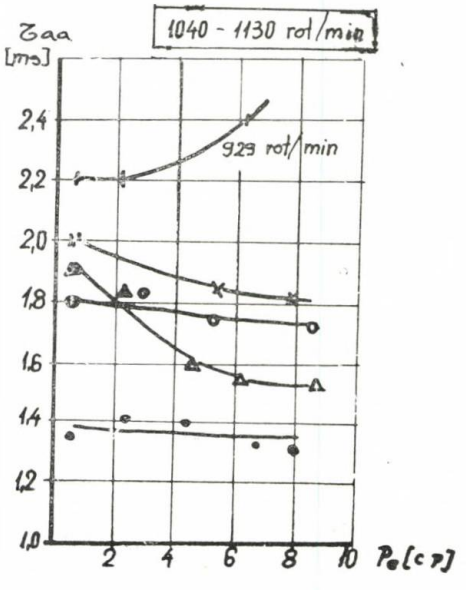


Fig. 9

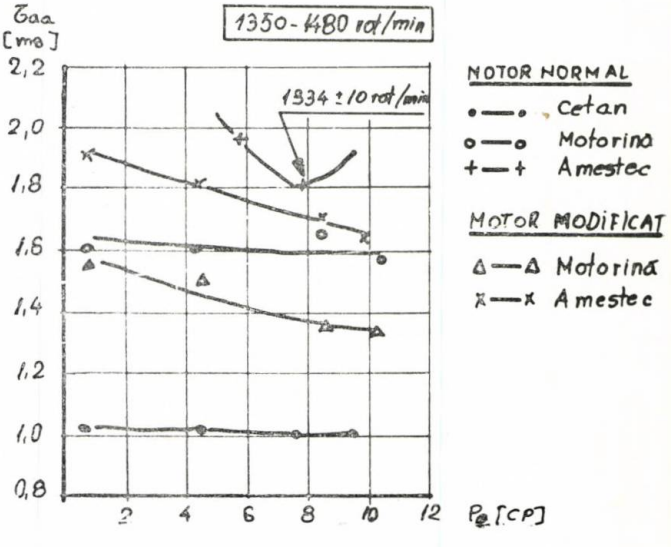


Fig. 10

În figurile 9, 10 și 11 au fost reprezentate curbele de variație cu sarcină a întîrzierii la aprindere pentru trei domenii de turație cuprinse între 1040 rot/min și 1720 rot/min.

O primă observație importantă, care se desprinde din analiza acestor figuri, este aceea a faptului că utilizarea rațională a zonei de supratemperatură poate determina o reducere sensibilă a duratei întîrzierii la aprindere. Se observă, de asemenea, că în cazul folosirii zonei de supratemperatură pentru accelerarea

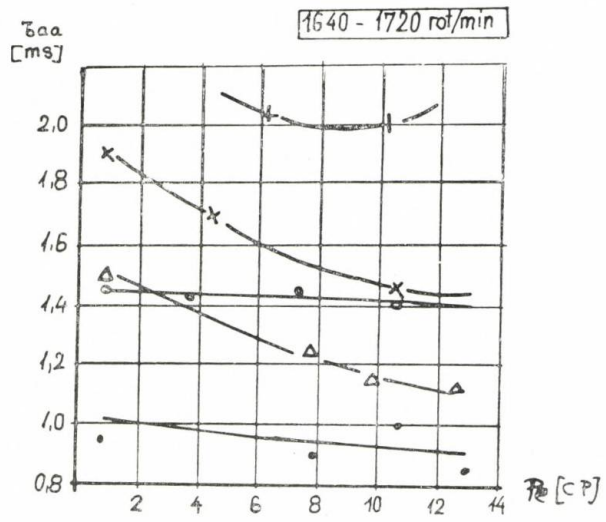


Fig. 11

aprinderii, influența sarcinii asupra valorii întîrzierii la aprindere este mult mai importantă. Intr-adevăr, dacă la mersul în gol nu se poate nota nici o deosebire esențială între funcționarea motorului normal și a celui modificat, alimentate cu motorină, în schimb la intrarea în sarcină, întîrzierea la aprindere, pentru configurația modificată, scade rapid acuzînd la plină sarcină o reducere de 10% pînă la 17% în funcție de valoarea turației. Această dependență confirmă tendința preconizată de către teorie, conform căreia supratemperatura crește rapid odată cu creșterea temperaturii peretelui, în timp ce temperatura restului masei de gaz crește nesemnificativ (figura 6). Din această cauză, întîrzierea la aprindere variază foarte puțin cu sarcina pentru motorul normal și acuză o variație importantă pentru configurația modificată.

Se constată, de asemenea, că, în intervalul de turații considerat, motorul modificat funcționează acceptabil cu combustibil de cifră cetanică scoborîtă (amestec 50% motorină cu 50% benzină de COR—98), în condiții apropiate de funcționarea motorului normal cu motorină uzuală.

In ceea ce privește funcționarea motorului normal cu combustibil de cifră cetanică redusă, se observă că — datorită creșterii exagerate a întîrzierii la aprindere — economicitatea motorului este compromisă, zgomotele de ardere devin foarte supărătoare, motorul nu mai poate susține stabil o funcționare în gol la turații mai mari decît 1500 rot/min și plafonează sarcina, datorită scăderii rapide a turației, ca urmare a deplasării excesive a arderii în destindere.

În figurile 12÷15 sînt reproduse oscilogramele ridicate pe motorul normal și modificat funcționînd cu diverse calități de combustibil la circa 8,5 CP și 1400 rot/min. Din analiza lor rezultă condițiile foarte apropiate de lucru pentru motorul normal alimentat cu cetan, respectiv motorină și cel modificat alimentat cu motorină, respectiv combustibil cu cifră cetanică redusă (50% motorină — 50% benzină de COR—98).

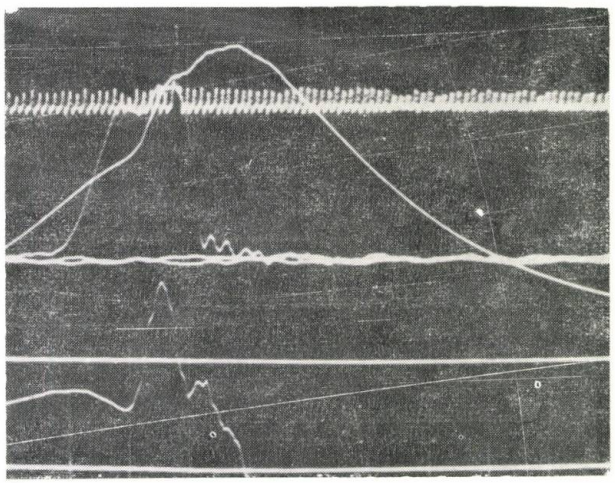


Fig. 12

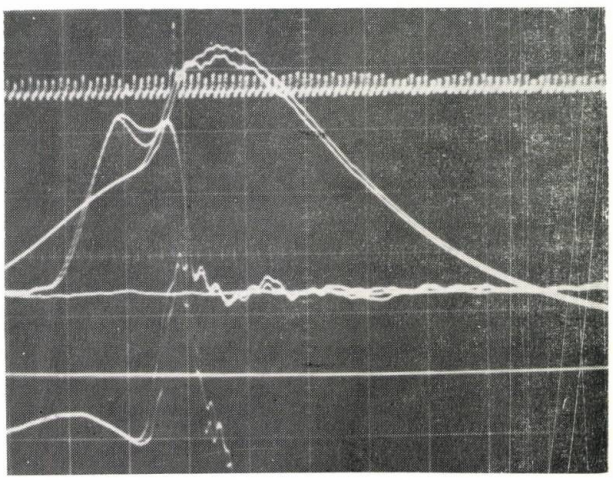


Fig. 13

In concluzie, cunoașterea mecanismului de formare a zonei de supratemperatură în vecinătatea pereților calzi, precum și a factorilor care influențează valoarea supratemperaturii, permite utilizarea acestui fenomen la accelerarea aprinderii sau la asigurarea condițiilor de aprindere pentru combustibil cu cifră cetanică redusă.

Posibilităţile de utilizare a modelului fizico-matematic prezentat nu se opresc însă la cele explorate în această lucrare. Modelul poate fi folosit în continuare pentru simularea reacţiilor chimice de ardere şi studiul transferului de căldură la perete în acest caz.

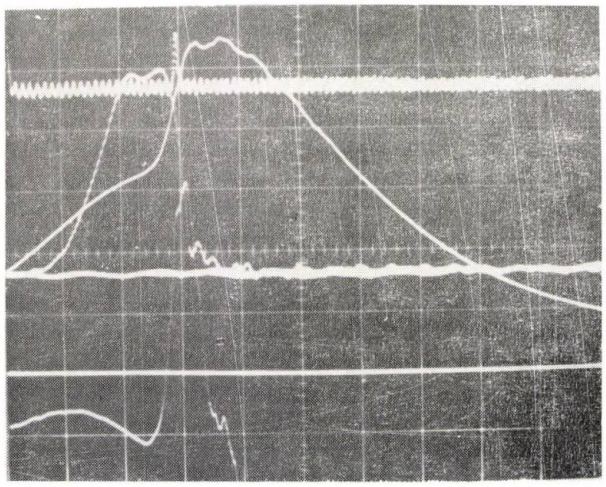


Fig. 14

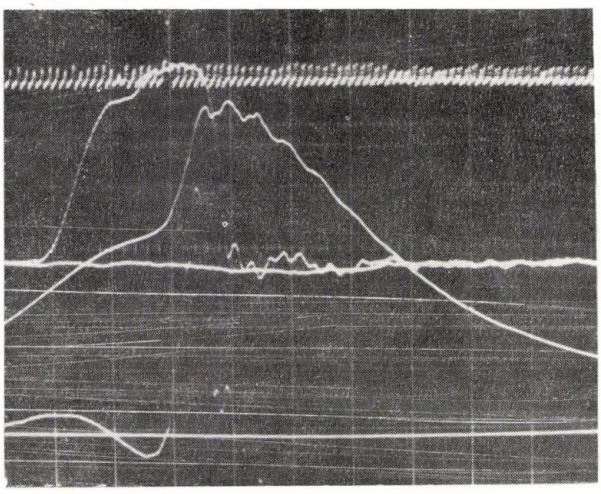


Fig. 15

Problema prezintă un interes deosebit şi pune într-o lumină nouă o serie de fenomene foarte importante pentru procesul de lucru din motorul cu aprindere prin scînteie. Astfel, se poate cerceta teoretic — pe baze mai realiste — fenomenul de detonaţie şi cel al aprinderilor secundare ; de asemenea modelul permite un studiu mai aprofundat al fenomentului de stingere a flăcării la perete (quenching).

SIMBOLURI ŞI NOTAŢII FOLOSITE ÎN LUCRARE

p — presiunea gazelor, [dN/cm^2] ;
T — temperatură, [°K] ;
V — volum, [m^3] ;
W — viteza tangenţială a gazelor, [m/s] ;
q — cantitatea de căldură schimbată prin conducţie, [kcal] ;
c_p — căldura specifică molară la presiune constantă, [kcal/kmol.grad] ;
μ — vîscozitatea dinamică a gazelor, [kgs/m^2] ;
k — conductibilitatea termică a gazelor, [kcal/m.h grad] ;
R — constanta universală a gazelor, [dN.m/kcal. grad] ;
A — echivalentul termic al lucrului mecanic, [kcal/dNm].
M — greutatea moleculară a gazelor ;
m — număr de moli ;
t — timp, [s] ;
α — unghi de rotaţie arbore cotit ;

$$\theta_i(\alpha) = \sum_{j=1}^{i} m_j T_j(\alpha) ;$$

$$X(\alpha) = \frac{1}{\varepsilon}\left[\frac{S_x}{S}(\varepsilon - 1) + 1\right] ;$$

ε — raportul volumetric de compresie ;
D — diametrul cilindrului, [m] ;
S — cursa pistonului, [m] ;
S_X — deplasarea pistonului, [m].

Indici

i — mărime referitoare la elementul inelar, i ;
w — mărime referitoare la peretele cilindrului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Overby, V. D., Benne.hum, J.E., Uyehara, O. A., Myers, P. S.* : Unsteady heat transfer in engines, Trans. SAE, Vol. 69, 1961.

[2] *Wendland, D.W.* : The effect of periodic pressure and temperature fluctuations on unsteady heat transfer în a closed system. NASA CR-72323.

[3] *Taraza, D.* : Un model de calcul al transferului de căldură la suprafeţe cilindrice în condiţii de presiune şi temperatură variabile. Construcţia de Maşini, nr. 6, 1972.

[4] *Taraza, D.* : Contribuţii la studiul autoaprinderii în motorul cu aprindere prin comprimare. Teză de doctorat, I.P.B., iunie 1975.

[5] *Bird, B.R., Stewart, W. E., Lightfoot, E.M.* : Transport Phenomena. John Wiley & Sons, 1966.

[6] *Kays, W. M.* : Convective heat and mass transfer. Mc Graw-Hill, 1966.

[7] *Keenan J. H., Kaye, J.* : Gas tables. John Wiley & Sons, 1948.

[8] *Mc, Cracken, D., Dorn, W. S.* : Numerical methods and FORTRAN programing. John Wiley & Sons, 1964.

[9] *Pischinger, A., Pischinger, F.* : Bombenversuche über die Diesel-Verbrennung unter motorischen Bedingungen M.T.Z. Vol. 20, Nr. 1, 1959.

CZ : 621.431

Rezultate experimentale în legătură cu desfășurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate

Prof. dr. ing. Călin Adrian **VASILESCU,**
Conf. dr. ing. Mihai **NĂSTASE** — Academia Militară tehnică
Dr. ing. Lucian **TEODORESCU** — I.N.M.T. — București

Inlocuirea combustibililor convenționali pentru motoarele cu ardere internă este deosebit de actuală ; o posibilitate ar prezenta-o folosirea gazelor petroliere lichefiate. Gazul petrolier lichefiat livrat în România cuprinde în medie 91-—93% butan, 6—7% propan și 2% etan, în rest pentan și alte hidrocarburi. Principalele caracteristici ale acestor hidrocarburi, în comparație cu cele ale benzinei și ale motorinei, sînt date în tabelul 1.

fășurarea procesului de ardere, care ar putea influența performanțele motorului. Apare deci justificată o cercetare experimentală a modificării procesului de ardere în cazul folosirii gazului petrolier lichefiat față de situația în care motorul este alimentat cu benzină.

Folosirea gazului petrolier lichefiat în motoare cu aprindere prin comprimare, după procedeul diesel-gaz, este interesantă, deoarece acest procedeu presupune efectuarea unor

Tabelul 1

Proprietate	butan	propan	benzină	motorină
Densitate, kg/Nm^3, (kg/m^3 pentru lichide)	1,87	2,46	0,74	0,84
Puterea calorică inferioară, kJ/kg	44 400	45 600	42 600	42 000
Cantitatea teoretică de aer necesară arderii, kg/kg	15,35	15,6	15,0	15,0
Căldura dezvoltată în amestec stoechiometric, kJ/kg	2 700	2 740	2 660	2 660
Cifra octanică Motor, CO/M	120	93	60 . . .90	—

Datorită puterii calorice ridicate a amestecului de aer și gaz, acesta apare drept un combustibil potrivit arderii în motoarele cu ardere internă.

Combustibilul gaz petrolier lichefiat este utilizabil în motoarele cu ardere prin scînteie, deoarece are o cifră octanică ridicată [1] ; [3] ; ca urmare a lipsei vaporizării combustibilului lichid în conducta de admisiune, umplerea cilindrilor se înrăutățește, ceea ce va conduce la o scădere de 3 . . . 6% din puterea motorului. Această scădere de putere relativ mică poate fi compensată prin mărirea raportului de comprimare sau a avansului la declanșarea scînteii electrice (pe caracteristica exterioară pînă la atingerea avansului optim). Prin aceste modificări ale reglajului și ca urmare a utilizării gazului combustibil, pot rezulta schimbări în des-

transformări minime ale motorului, păstrează posibilitatea de a-l folosi cu injecție de motorină și asigură de multe ori dezvoltarea unei puteri mai mari decît cea nominală pe motorină (aceasta ca urmare a posibilității de a reduce valoarea coeficientului excesului de aer pînă către valoarea stoechiometrică).

Dezavantajele principale ale procedeului diesel-gaz rezidă în tendința la detonație a amestecului admis în aceste motoare și în faptul că se consumă motorină concomitent cu combustibilul gazos.

Practica indică motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă ca fiind favorabile aplicării procedeului diesel-gaz și solicită transformarea motoarelor cu antecameră [2] ; [4]. Tendința utilizării motoarelor cu aprindere prin comprimare în tracțiune, mă-

reşte interesul pentru motoare cu cameră divizată. Ţinînd seama că în literatură nu sînt date referitoare la aplicarea procedeului diesel-gaz la motoarele cu aprindere prin comprimare şi cameră separată de turbulenţă (cameră care s-ar putea preta la arderea combustibililor petrolieri lichefiaţi), s-a iniţiat o cercetare care analizează principalele aspecte ale arderii în aceste tipuri de motoare.

Rezultatele ambelor cercetări experimentale sînt prezentate în continuare.

Cercetări efectuate pentru motoare cu aprindere prin scînteie

Determinările s-au realizat pe un motor monocilindric experimental de cifră octanică, amenajat pentru a fi alimentat cu combustibil gazos prin instalaţia prezentată schematic în figura 1. În această figură b_1 şi b_2 indică vase de încălzire, c_1 c_2 şi c_3 manometre, **d**-contor, e_1 şi e_2 termometre, **f**-diafragmă de măsură, **g**-dispozitiv de reglaj manual al debitului de gaz ce ajunge la motorul **h**, **a**-butelia de gaz petrolier lichefiat cu regulator de presiune.

Determinarea parametrilor arderii a fost făcută pornind de la o serie de diagrame indicate care au fost desfăşurate numai pe 90°RAC în zona procesului de ardere pentru a mări precizia de citire.

Prelucrarea datelor obţinute cu ajutorul diagramelor indicate s-a făcut pe baza mediei valorilor citite în mai multe diagrame obţinute pentru acelaşi punct, stabilindu-se elementele :

— presiunea maximă p_{max}, [bar], cea mai ridicată valoare a presiunii obţinută în timpul desfăşurării ciclului ;

— durata convenţională a procesului de ardere θ_a, [°RAC], măsurată de la unghiul corespunzător desprinderii curbei de ardere de curba de comprimare şi pînă la unghiul corespunzător presiunii maxime atinse în ciclu.

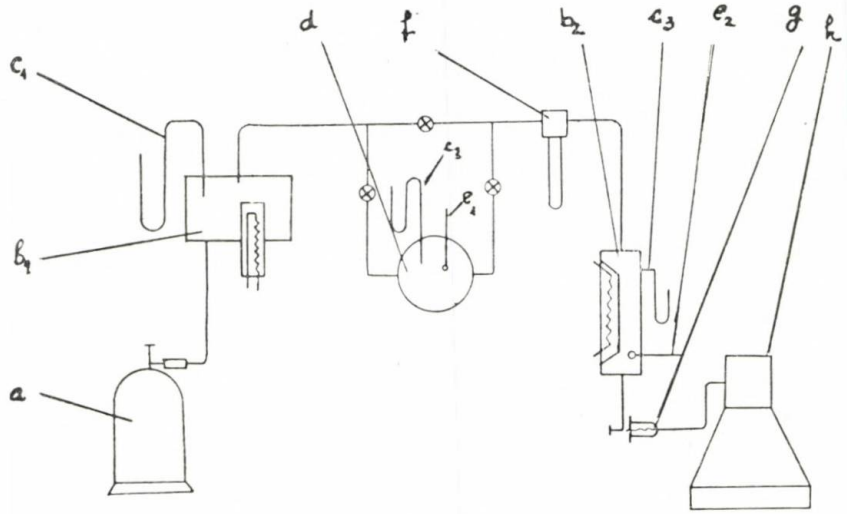


Fig. 1

Cercetarea experimentală a urmărit modul în care se modifică unii parametri caracteristici

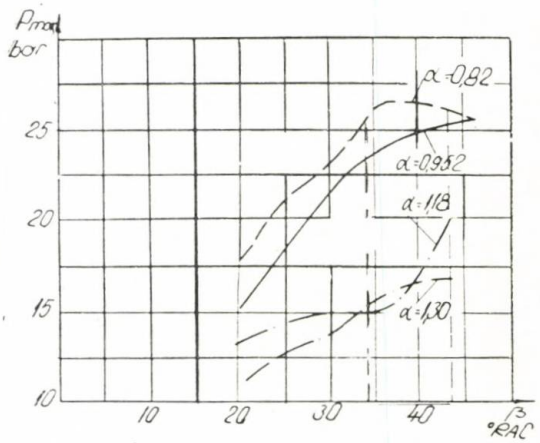


Fig. 2

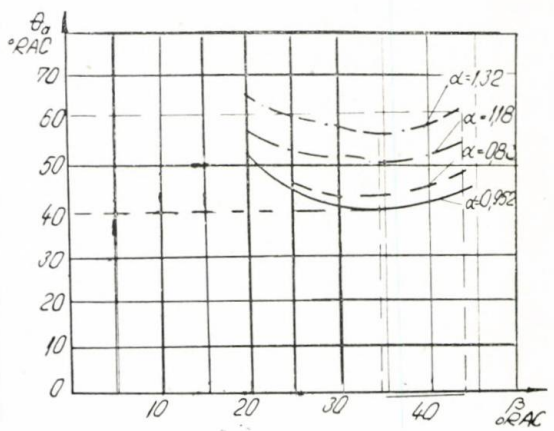


Fig. 3

ai procesului de ardere cînd se trece de la un combustibil lichid etalon (izooctan) la alimentarea cu gaze petroliere lichefiate.

În figurile 2 și 3 se prezintă variația presiunii maxime în procesul de ardere p_{max} și durata convențională a procesului de ardere θ_a în funcție de avansul la declanșarea scînteii electrice, β, coeficientul excesului de aer α parametru, pentru cazul alimentării cu combustibil gazos.

Se constată că domeniul arderii stabile este cuprins între $\alpha=0{,}82$ și $\alpha=1{,}30$, prin urmare aproximativ același domeniu ca și în cazul funcționării cu combustibil lichid. Valoarea presiunii maxime este influențată de la simplu la dublu de variația avansului la declan-

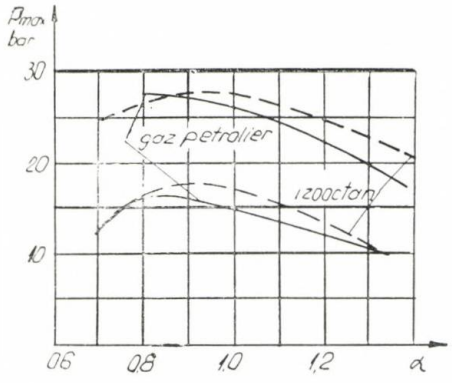


Fig. 4

șarea scînteii electrice și de variația dozajului. Durata convențională a arderii θ_a este influențată în mică măsură de valoarea unghiului de avans la declanșarea scînteii electrice deși se remarcă un minimum al duratei convenționale a arderii pentru un unghi de avans de aproximativ $\beta=35°$RAC.

În schimb coeficientul excesului de aer influențează simțitor durata arderii, valoarea pentru durata minimă a arderii fiind de $\alpha=0{,}952$.

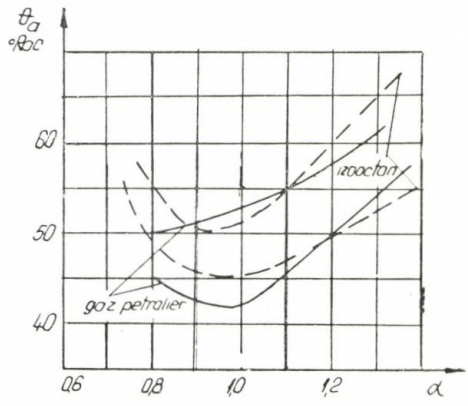


Fig. 5

Pornindu-se de la constatarea că diagrama indicată este optimă dacă presiunea maximă se realizează la $\theta_m=10\ldots15°$RAC, s-a obținut prin prelucrarea datelor unghiul de variație al avansului optim la declanșarea scînteii electrice pentru alimentarea cu gaz $\beta=35\ldots44°$RAC (în funcție de coeficientul excesului de aer). Se constată că presiunea maximă este mult influențată, în cadrul acestui reglaj, de variația excesului de aer ; în oarecare măsură este afectată și durata arderii.

Examinarea rezultatelor experimentale permit să se facă următoarele constatări :

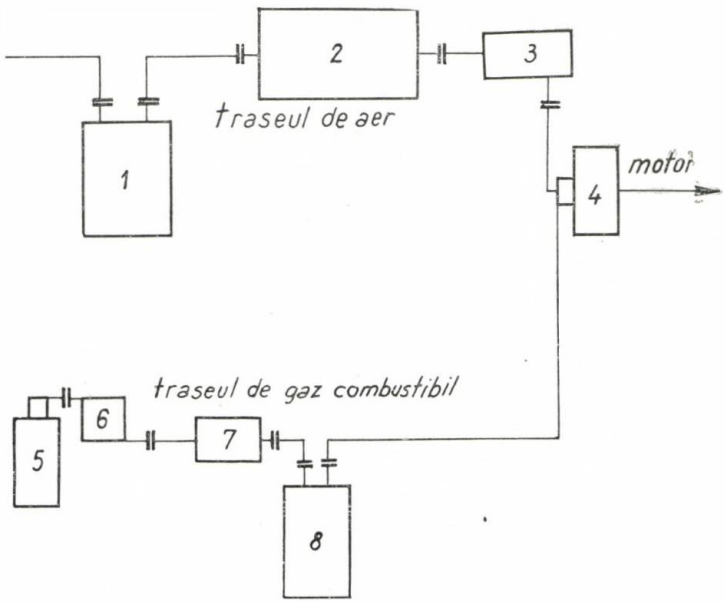


Fig. 6

— valoarea presiunii maxime, realizată în cazul folosirii combustibilului gazos, corespunde celei pentru combustibilul lichid într-un domeniu larg de variație a coeficientului excesului de aer α și de variație al avansului la declanșarea scînteii electrice β (fig. 4) ;

— durata totală a arderii nu diferă sensibil între motorul funcționînd cu combustibil lichid și cel cu combustibil gazos (fig. 5). Acest lucru indică, puterea calorică a amestecului combustibil fiind apropiată, faptul că puterea dezvoltată de motor nu va varia mult, iar încărcarea termică a pieselor va fi comparabilă la funcționarea cu cele două tipuri de combustibil ;

— valoarea avansului optim la declanșarea scînteii electrice (precizat de durata minimă a arderii) este comparabil în cazul folosirii gazelor combustibile față de valoarea sa în cazul utilizării izooctanului.

Aceste elemente justifică posibilitatea alimentării motoarelor cu gaz petrolier lichefiat, fără a modifica reglajul aprinderii și fără a schimba raportul volumetric de comprimare (în cazul motoarelor cu valori uzuale pentru ε) menținîndu-se performanțele motorului.

Cercetări efectuate pentru motoare cu aprindere prin comprimare

Cercetările experimentale s-au realizat pe un motor experimental de cifră cetanică, prevăzut cu o cameră de turbulență separată,

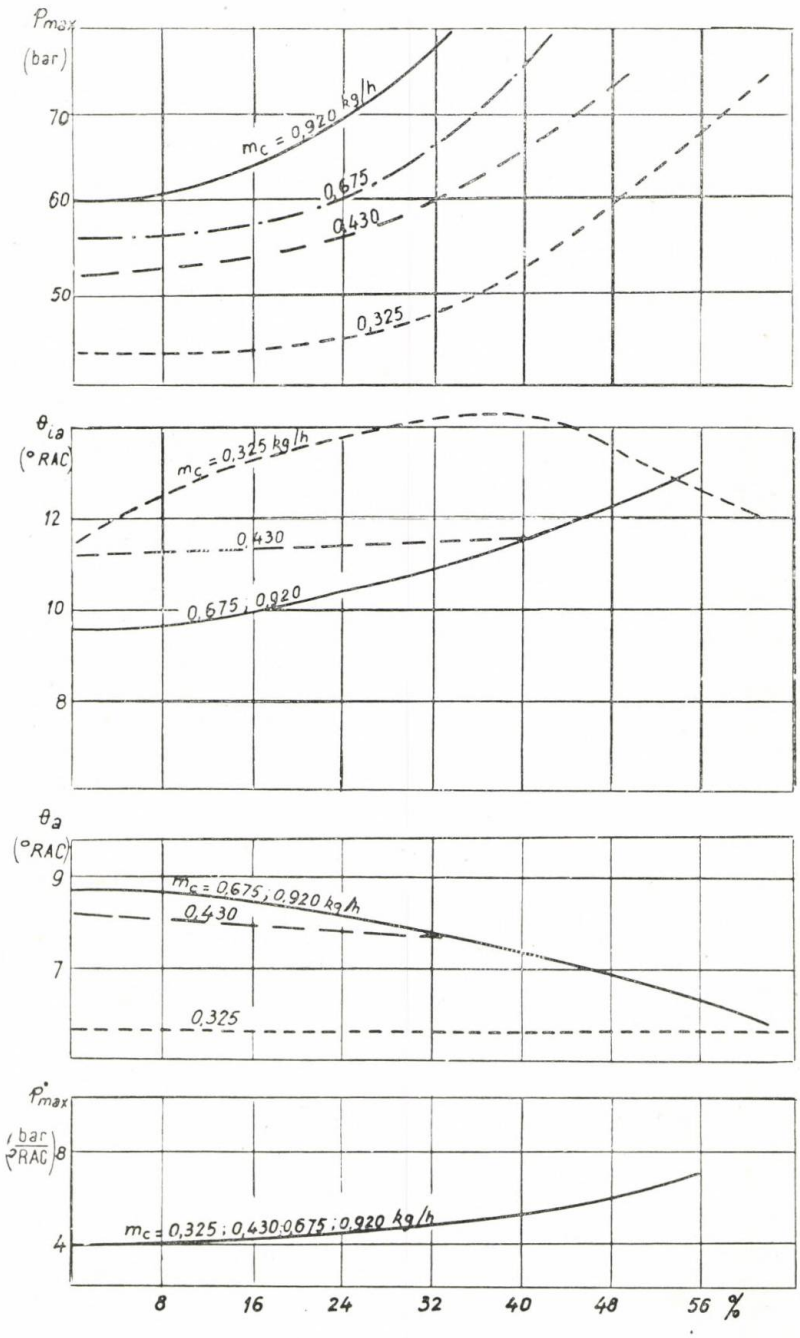


Fig. 7

motor la care se poate menține fixă turația și se pot varia sarcina, avansul la injecție și raportul volumetric de comprimare.

Instalația experimentală folosită (fig. 6) se compune din traseul de aer în care se află montate contorul de aer **1**, vasul de liniștire **2**, încălzitorul de aer **3** și traseul gazului combustibil alcătuit din butelia de gaz **5**, regulatorul de presiune **6**, încălzitorul de gaz **7** și contorul de gaz **8**; în amestecătorul **4** se realizează amestecul aer-gaz combustibil. Motorul și-a păstrat instalația de injecție.

Metodica de lucru a prevăzut menținerea constantă a debitului de combustibil gazos; s-a menținut constantă turația motorului $n=900$ rot/min și avansul de injecție $\theta_i = 9°$RAC; s-a variat valoarea raportului de comprimare. Aprecierea proceselor din timpul arderii s-a realizat prin prelucrarea diagramelor indicate obținute în timpul funcționării motorului concomitent cu diagrama ridicării acului injectorului. S-au precizat și s-au luat în discuție următoarele mărimi:

— presiunea maximă p_{max}, [bar] citită direct în diagrama indicată după etalonarea acesteia;

— durata întîrzierii la aprindere θ_{ia}, [°RAC], considerată de la începutul ridicării acului injectorului și pînă la punctul în care curba presiunii fluidului de lucru se desprinde de curba evoluției de comprimare:

— durata convențională a arderii rapide θ_a, [°RAC], considerată din momentul începutului arderii și pînă în momentul atingerii presiunii maxime în ciclu;

— viteza maximă de creștere a presiunii pe porțiunea duratei arderii rapide $\dot{p}_{max} = (\Delta p/\Delta\theta_{max})$, [bar/°RAC], determinată direct de pe diagrama indicată.

Fiecare valoare reprezintă media mai multor citiri.

Rezultatele experimentale sînt analizate în diagrame care arată variația acestor mărimi în funcție de cantitățile procentuale de gaz combustibil raportate la întreaga cantitate de combustibil lichid și gazos introdusă în motor; s-a păstrat constant raportul volumetric de comprimare ($\varepsilon = 15$, $\varepsilon = 17$ $\varepsilon = 18$ și $\varepsilon = 20$). Avansul la injecție a fost pentru toate cazurile același $\theta_i = 9°$RAC. Ca un exemplu figura 7 redă rezultatele obținute pentru $\varepsilon = 17$.

Din examinarea diagramelor se constată următoarele:

— presiunea maximă a gazelor crește în funcție de debitul de combustibil gazos. La început creșterea este relativ mică (pînă la valori de aproximativ 30% combustibil gazos în amestec) ca apoi să se realizeze o creștere foarte mare. Debitul de combustibil injectat nu influențează forma curbei; cu creșterea raportului de comprimare ε se manifestă o tendință de creștere a valorii presiunii maxime pe ciclu, însă în măsură redusă, în special pînă la valori $\varepsilon = 17$. Se observă că presiunea maximă este influențată direct și de cantitatea de combustibil injectată pe ciclu;

— se constată că mărirea procentului de combustibil gazos duce la o ușoară creștere a valorii întîrzierii la aprindere pentru debitele de combustibil injectate $m_c = 0{,}920 \ldots 0{,}675$ kg/h și la valori relativ constante pentru $m_c = 0{,}430$ kg/h. La cantități mai mici de combustibil injectat $m_c = 0{,}325$ kg/h) se observă mai întîi o tendință de creștere a întîrzierii la aprindere și apoi o scădere. Reducerea cantității de combustibil injectată pe ciclu mărește durata întîrzierii la aprindere. Acest efect se păstrează la toate valorile raportului de comprimare, a cărui creștere are drept rezultat micșorarea întîrzierii la aprindere;

— durata convențională a arderii rapide, la valori mari ale cantității de combustibil lichid injectat, scade ușor cu creșterea cantității combustibilului gazos, în timp ce la valori mici ale cantității de combustibil lichid injectat este aproape constantă. Mărirea raportului de comprimare are drept efect o scădere a duratei arderii rapide;

— viteza maximă de creștere a presiunii este independentă de cantitatea de combustibil lichid injectată și crește cu cantitatea de combustibil gazos introdusă în motor. Mărirea raportului volumetric de comprimare are o influență neprecizabilă asupra vitezei maxime de creștere a presiunii.

S-au făcut cercetări suplimentare asupra variației întîrzierii la aprindere; prelucrarea datelor în funcție de coeficientul excesului de aer α, calculat pentru amestecul de combustibil lichid și gazos, arată reducerea duratei întîrzierii la aprindere pe măsură ce crește cantitatea de combustibil gazos, la coeficient constant al excesului de aer (fig. 8), pînă la valori ale debitului injectat de $m_c = 0{,}470$ kg/h. Această constatare indică existența unor reacții promotoare ale aprinderii în amestecul de aer și combustibil gazos.

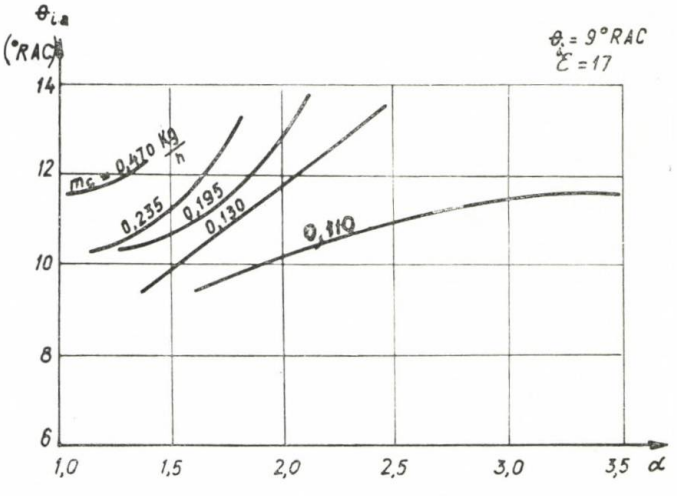


Fig. 8

Experimentările au arătat detonație în cazul funcționării cu cantități mari de gaze combustibile la raporturi de comprimare peste $\varepsilon = 17$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Genslak, L. S.* : Evaluation of gazeaus for automobiles — S.A.E. Transaction 1972 — paper 720125.
[2] *Karim, A., Watson, H.C.* : Experimental and Computational Considerations of the Compression Ignition of Homogeneaus Fuel — Oxidant Mixtures — S.A.E. Transaction 1971, paper 710133.
[3] *Kuivanen, G. J., Werta, R. O., Lien D. G.* : Engine-Fuel Relationships with L.P.G. and Natural Gas — S.A.E. Transaction 76, paper 670053.
[4] *Wong John k. s.* : Study of mixteures of methane and carbon dioxide as fuels in a single cylinder engine — S.A.E. preprints 197 paper 770796.

CZ : 621.436

Cercetări privind optimizarea sistemului de nervurare a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer

Ing. Nicolae **LUMINEA** — I.N.M.T. — București

Este cunoscută preocuparea pentru realizarea unei familii de motoare rapide diesel pentru puteri mici răcite cu aer. Unul dintre avantajele sistemului de răcire cu aer al motorului îl constituie greutatea lui relativ redusă. S-a pus problema de a cerceta posibilitățile de sporire a acestui avantaj. Reducerea greutății sistemului de răcire atrage după sine inevitabil o reducere a suprafețelor de răcire, ceea ce micșorează capacitatea funcțională a sistemului de răcire.

Din punct de vedere funcțional, sistemul de răcire trebuie să asigure disiparea în mediul ambiant a unui debit de căldură Q_τ determinat și o temperatură medie limită $\bar{t}_{pi}$ a peretelui interior al cilindrului, cerută de condițiile de fiabilitate ale organelor grupului piston și de calitățile uleiului de ungere. Temperatura mediului ambiant fiind definită și deci implicit temperatura de intrare a aerului t_{ia} în sistemul de răcire, se pretinde deci acestuia să asigure o diferență admisibilă de temperatură $\triangle t_p = \bar{t}_{pi} - t_{ia}$. Pentru o sarcină funcțională dată, adică Q_τ = ct și $\triangle t_p$ = ct, reducerea suprafeței de răcire trebuie compensată prin intensificarea transferului convectiv de căldură. Ca o soluție elementară apare mărirea debitului de aer, ceea ce are drept consecințe creșterea puterii de antrenare a ventilatorului, deci reducerea randamentului mecanic al motorului și creșterea dimensiunilor ventilatorului sau eventual a turației lui. Intensificarea transferului convectiv de căldură se obține și pe alte căi, mai rafinate, una dintre ele fiind definită de dirijarea mai rațională a curenților de aer. Se observă astfel că realizarea unui sistem de răcire cu greutate redusă trebuie cercetată în corelație cu puterea necesară antrenării ventilatorului, acest din urmă factor acționînd în sens opus ori de cîte ori se urmărește obținerea unui avantaj în privința greutății.

Pentru compararea performanțelor sistemelor de răcire este rațional ca greutatea acestora și puterea ventilatorului să fie raportate la sarcina funcțională a sistemului de răcire. În acest scop am defint drept criterii fundamentale de apreciere a performanțelor unui sistem de răcire greutatea raportată la debitul de căldură pe care acesta trebuie să-l evacueze în mediul ambiant, adică :

$$G^0_{sr} = \frac{G_{sr}[\text{kgf}]}{Q[\text{kcal/h}]} \qquad (1)$$

și puterea ventilatorului raportată la același debit de căldură, adică :

$$P^0_v = \frac{P_i[\text{C P}]}{Q[\text{kcal/h}]}, \qquad (2)$$

unde G_{sr} este greutatea sistemului de răcire și P_v puterea necesară pentru antrenarea ventilatorului.

Ne-am propus să aplicăm criteriile (1) și (2) la cercetarea sistemului de răcire al cilindrului unui motor de alezaj 95 mm.

Pe baza unor evaluări inițiale am stabilit că sarcinile funcționale ale sistemului de nervurare al cilindrului amintit sînt Q_τ = 3 000 kcal/h și $\triangle t_p$ = 130°C. Pentru diferență de temperatură am admis că temperatura medie a cilindrului este de 170°C. Ținînd seama de variația temperaturii în lungul cilindrului, aceasta ar însemna ca temperatura maximă la partea superioară a cilindrului să fie de aproximativ 190°C, valoare apreciată azi ca o limită admisibilă condiționată în primul rînd de calitatea uleiului de ungere.

În raport cu aceste sarcini funcționale ne-am pus problema să evaluăm în ce limite se pot realiza reducerea greutății sistemului de nervurare al cilindrului și care este penalizarea care trebuie suportată în privința puterii de antrenare a ventilatorului. Cercetarea s-a efectuat considerînd cazul simplu al cilindrului fără deflector, ținînd seama de cunoștințele actuale ale transferului convectiv de căldură dar depășindu-le în anumite privințe, pornind de la cercetările proprii în domeniu, precum și de la cunoștințele actuale în domeniul rezistențelor gazodinamice ale nervurației cilindrului.

Sistemul de nervurație al cilindrului unui motor răcit cu aer se caracterizează prin trei parametri fundamentali (fig. 1): l — distanța dintre nervuri; h — înălțimea nervurilor; δ_n — grosimea nervurilor.

Influența celor trei parametri asupra greutății sistemului de nervurare al cilindrului G_{src} este arătată în figurile 2a, 2b, 2c. Dacă se ia ca nivel de referință greutatea sistemului de nervurare pentru $l=2$, $h=33$ și $\delta_n=4$, se observă ca mărirea distanței dintre nervuri reprezintă o cale eficientă de reducere a greutății G_{src}. De exemplu, pentru $h=33$ mm și $\delta_n=4$ mm, G_{src} scade în raportul 1 : 2,5 cînd l crește de la 2÷14 mm. Aceasta explică probabil tendința actuală în construcția motoare-

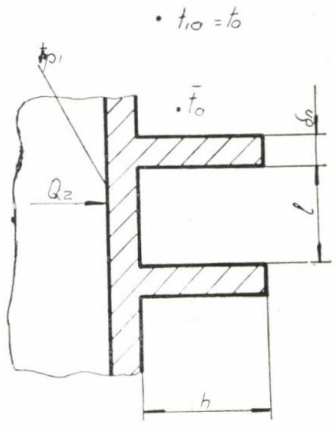


Fig. 1

lor răcite cu aer, industriale și de automobile. Astfel de la valori ale lui l sub 1 mm, încercate pentru motoarele de avion s-a ajuns recent la valori de 6 mm pentru gama de motoare amintite. Este interesant de remarcat ca

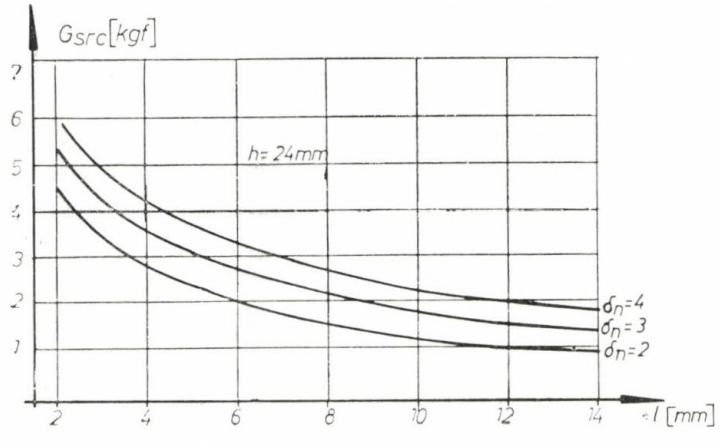


Fig. 2 a

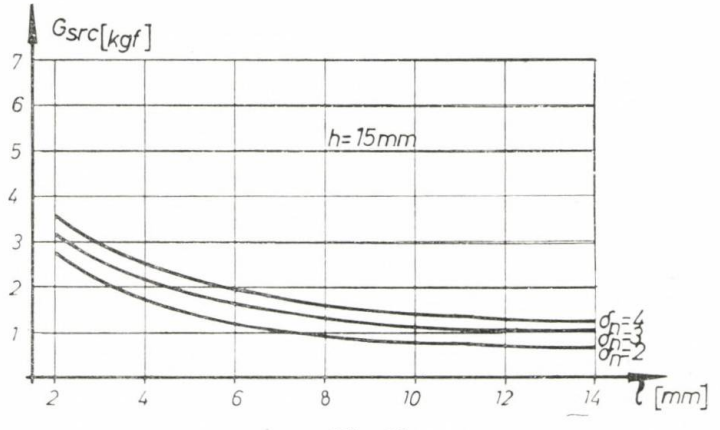


Fig. 2 b

în intervalul de valori 2÷8 mm, reducerea lui G_{src} este mai importantă, panta curbei înregistrînd descreşteri mai mari. Mărirea distanţei

Relaţiile pentru coeficientul convectiv de căldură C_c, recomandate în literatură [1], [2] indică o reducere a acestuia cu creşterea dis-

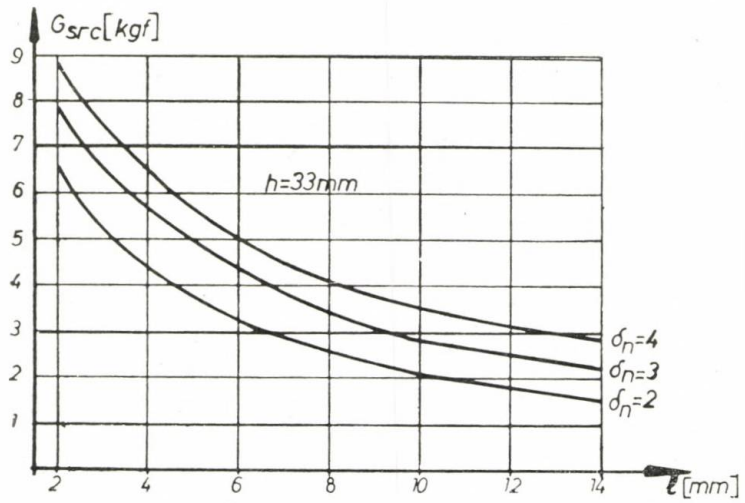


Fig. 2 c

l este evident obiecţionabilă prin efectul pe care-l are asupra suprafeţei de răcire (figurile

tanţei *l*. Dacă debitul de aer rămîne constant, această reducere este determinată în primul

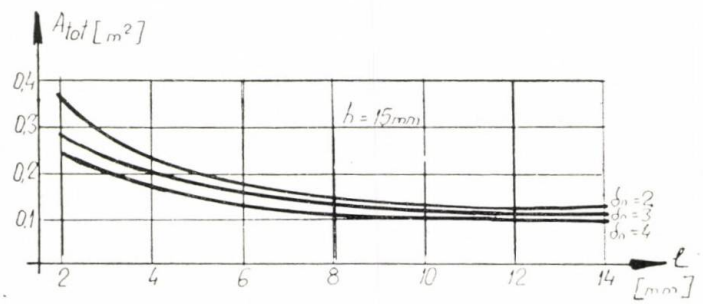


Fig. 3 a

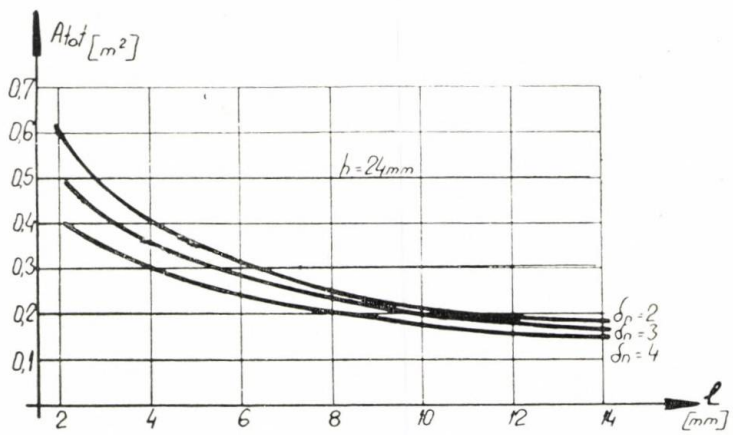


Fig. 3 b

3a, 3b, 3c). Problema fundamentală care se ridică este dacă mărirea distanţei *l* influenţează defavorabil şi intensitatea transferului de căldură.

rînd de micşorarea vitezei medii de curgere a aerului $\overline{W}_a$ printre nervuri, ca urmare a sporirii secţiunii de curgere. Această implicaţie este definită atît de relaţia recomandată de Pospelov :

$$C_c = 2{,}45 \frac{(\bar{\gamma}_a \overline{W}_a)^{0,8}}{d_e^{0,2}}, \qquad (3\ a)$$

cît și de relația recomandată de Mațkerle :

$$C_c = 1{,}18(1 + 0{,}0075\bar{t}_a)\, \overline{W}_a 0{,}73, \qquad (3\ b)$$

unde $\bar{\gamma}_a$ și $\bar{t}_a$ sînt greutatea specifică medie, respectiv temperatura medie a aerului care se deplasează prin canalele dintre nervuri iar de diametrul echivalent al secțiunii canalului dintre nervuri iar d_e — diametrul echivalent al secțiunii canalului dintre nervuri. Relația lui Pospelov indică o reducere suplimentară a coeficientului de convecție prin intermediul diametrului echivalent d_e, care crește odată cu mărirea distanței l. Dacă se adaugă efectul de reducere a intensității transferului convectiv de căldură, la acela de reducere a suprafeței de răcire, s-ar părea că mărirea distanței dintre nervuri apare ca o soluție complet neadecvată.

Intr-o altă lucrare [3] am ajuns la concluzia că mărirea distanței dintre nervuri trebuie să exercite și o influență pozitivă asupra transferului convectiv de căldură, deoarece profilul cîmpului de viteză dintre nervuri se modifică favorabil antrenînd o reducere interesantă a grosimii stratului limită. In acest fel, creșterea distanței l antrenează o influență pozitivă asupra coeficientului de convecție. Intr-o primă aproximație noi am stabilit că coeficientul de convecție a lui Pospelov poate fi corectat astfel :

$$C_c = 36 \frac{(\bar{\gamma}_a \overline{W}_a)^{0,8}}{d_e^{0,2}} \cdot 1^{0,5}, \qquad (3)$$

unde l este distanța dintre nervuri. Ținînd seama de această ultimă relație cercetarea innificație nouă întrucît ea permite să se determine mai realist influența parametrului l și eventual să se optimizeze valoarea acestuia.

Reducerea înălțimii nervurilor se dovedește a fi o altă cale eficientă pentru micșorarea greutății sistemului de nervurare. După cum rezultă din figurile 2a, 2b, 2c, reducerea înălțimii nervurii de la 33 la 15 mm pentru $\delta_n = 4$ mm și $l = 2$ mm, conduce la o micșorare a lui G_{src} cu aproximativ 60%. Asociind la reducerea înălțimii nervurii mărirea distanței dintre nervuri pînă la 14 mm, pentru același $\delta_n = 4$ mm, se obține o micșorare a lui G_{src} de aproape 8 ori. Reducerea înălțimii nervurilor reprezintă un deziderat și pentru tehnologia de fabricație ca și pentru dimensiunile de gabarit ale unui motor policilindric, deoarece ea permite o mai mare apropiere între doi cilindri. Dacă debitul de aer rămîne invariabil, reducerea înălțimii nervurii antrenează o micșorare a suprafeței de răcire precum și un alt dezavantaj important, rezultat din fapul că se micșorează secțiunea de trecere a aerului printre nervuri. Se va ajunge astfel la o mărire a vitezei de curgere cu o creștere corespunzătoare a sarcinii ventilatorului, aceasta din urmă fiind definită prin diferența dintre presiunea din amontele și presiunea în avalul cilindrului. În schimb, mărirea vitezei de curgere va îmbunătăți condițiile de transfer de căldură. Conjugînd cele patru influențe contradictorii care apar la reducerea înălțimii nervurii (reducerea greutății, mărirea puterii de antrenare a ventilatorului, reducerea suprafeței de răcire și intensificarea transferului de căldură), se creează condiții de optimizare a acestui parametru.

Un ultim factor care stă la dispoziția proiectantului pentru reducerea greutății sistemului de nervurare îl constituie micșorarea gro-

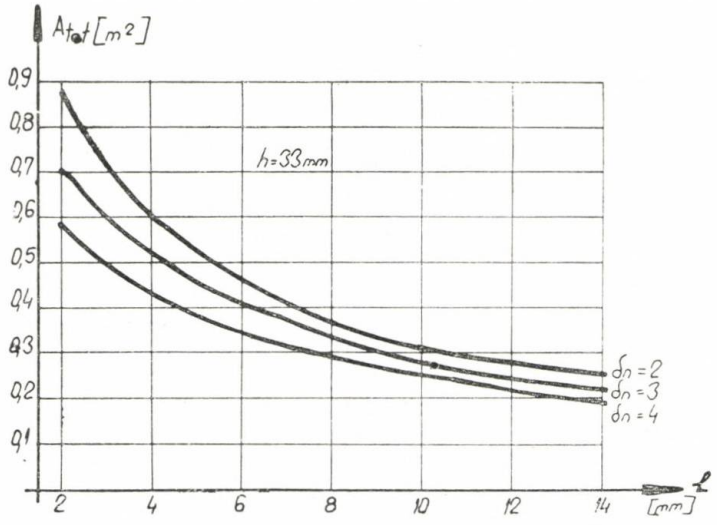


Fig. 3 c

simii nervurii. O tehnologie simplă de confecționare a sistemului de nervurare va pretinde o grosime a nervurii mai mare, de pildă 4 sau 5 mm. Tendința generală în prezent pentru motoarele răcite cu aer industrial și de automobil este de reducere a grosimii nervurii. S-a ajuns în prezent la un număr de modele la grosimea de 3 mm, iar în unele cazuri de excepție pînă la aproximativ 2 mm. Reducerea grosimii nervurii nu antrenează o micșorare spectaculoasă a greutății cilindrului, deoarece la aceeași înălțime de nervurare ea presupune mărirea numărului de nervuri. După cum rezultă din figurile 2a, 2b, 2c, reducerea grosimii nervurii de la 4 la 2 mm permite o reducere a lui G_{src} cu aproximativ 30÷40% în tot domeniul de variație a lui l. Datorită măririi numărului de nervuri reducerea suprafeței de schimb de căldură este în acest caz mai puțin importantă, ceea ce are evident o implicație favorabilă asupra debitului de căldură evacuat. Dacă se adaugă la aceasta faptul că nervurile mai subțiri au o eficiență mai ridicată la transferul de căldură, atunci este de așteptat ca prin reducerea grosimii nervurii să se obțină un avantaj de greutate de proporție mai mică, dar cu consecințe mai puțin dezavantajoase pentru puterea de antrenare a ventilatorului. Aceasta explică tendința (remarcată anterior) în construcția motoarelor răcite cu aer, chiar dacă antrenează o perfecționare a tehnologiei de fabricație cu o eventuală creștere a prețului de cost.

Cumulînd acum toate cele trei tendințe (mărirea lui l, reducerea lui h, reducerea lui δ_n) se observă că pentru domeniul de valori cercetat s-ar putea obține, față de nivelul inițial de referință definit anterior, o reducere totală a greutății G_{src} de aproximativ 15 ori, sau, cu o mărire a distanței l numai în limitele 2÷8 mm, de aproximativ nouă ori.

Urmează a se stabili acum puterea de antrenare a ventilatorului pentru toate modificările discutate anterior. Cercetarea are în vedere determinarea unei puteri echivalente pentru deplasarea aerului numai prin rețeaua de nervuri a unui cilindru ținînd seama de obiectul studiului de față. Prin urmare, în continuare, prin puterea ventilatorului se înțelege puterea necesară raportată la sistemul de nervurare al unui cilindru de motor, fără a lua în considerație randamentul ventilatorului.

Știind că puterea ventilatorului este:

$$P_v = \frac{V_\tau[\mathrm{m^3/s}] \cdot \Delta_p[\mathrm{kgf/m^2}]}{75}[\mathrm{CP}], \qquad (4)$$

rezultă că este necesar să se determine debitul de aer V_τ și sarcina ventilatorului Δp. Dacă A_w [m²] este secțiunea transversală totală a canalelor dintre nervuri ($A_w = 2h \cdot l \cdot j$, unde j este numărul de nervuri), atunci din ecuația de debit rezultă:

$$V = A_w \cdot W_a \qquad (5)$$

Pe de altă parte se știe că:

$$\Delta p = \frac{\xi \overline{W_a^2}}{2g}, \qquad (6)$$

unde ξ este coeficientul de rezistență, iar g accelerația gravitațională. Se observă că pentru un sistem de nervurație dat (A_w și ξ — mărimi cunoscute) este necesar să se cunoască viteza $\overline{W_a}$ pentru a determina puterea ventilatorului.

Pentru calculul vitezei $\overline{W_a}$ sînt disponibile două ecuații fundamentale și anume:

— ecuația debitului orar de căldură evacuat de sistemul de răcire:

$$Q_\tau = 3600 \overline{C}_{p_a} \cdot \overline{\gamma}_a \cdot V_\tau \cdot \Delta t_a; \qquad (7)$$

— ecuația transferului convectiv de căldură:

$$Q_\tau = C_{ce} \cdot A_{\mathrm{tot}} \cdot \Delta t_a, \qquad (8)$$

unde:

— $\overline{C}_{p_a}$ și $\overline{\gamma}_a$ sînt căldura specifică medie, respectiv greutatea specifică medie a aerului care circulă printre nervuri;

— Δt_a — diferența dintre temperatura de intrare a aerului în canalele dintre nervuri și temperatura medie de ieșire a aerului din canale ($\Delta t_a = \overline{t}_{e_a} - t_{i_a}$);

— C_{ce} — coeficientul de convecție echivalent al sistemului de nervurare;

— A_{tot} — aria suprafeței totale a sistemului de răcire al cilindrului ($A_{tot} = A_n + A_l$), unde A_n este aria suprafeței nervurate, A_e aria suprafeței exterioare libere a cilindrului);

— Δt_p — diferența dintre temperatura medie a peretelui exterior și temperatura medie a aerului. ($\Delta t_p = \overline{t}_{pe} - \overline{t}_a$).

Coeficientul de convecție echivalent este definit de relația:

$$C_{ce} = C_c \left[E \frac{A_n}{A_{\mathrm{tot}}} + \frac{A_l}{A_{\mathrm{tot}}} \right], \qquad (9)$$

unde E este eficiența nervurii. Pentru calculul eficienței E se admite calculul simplificat al nervurii dreptunghiulare pentru care:

$$E = \frac{\mathrm{tg} \cdot h\left(\sqrt{2Bi}\,\frac{h}{\delta_n}\right)}{\frac{h}{\delta_n} \cdot \sqrt{2Bi}}, \qquad (9\ a)$$

B_i fiind numărul lui Biot, adică :

$$Bi = \frac{C_c \delta_n}{\lambda}, \qquad (9\ b)$$

λ definind conductibilitatea materialului.

Pe baza ecuației de debit (5) ecuațiile (7) și (8) se explicitează convenabil și se aranjează sub forma :

$$t_{ea} = t_{ia} + \frac{Q_\tau}{3600 \cdot \overline{\gamma}_a \cdot \overline{C}_p \cdot A_w \cdot \overline{W}_a} \qquad (7^*)$$

$$A_w \cdot \overline{W}_a = \qquad (8^*)$$

$$= \frac{1}{7200 \cdot \overline{\gamma}_a \cdot \overline{C}_{p_a} \cdot \left[\frac{\overline{t}_{pi} - t_{ia}}{Q_\tau} - \frac{1}{C_{ce} \cdot A_{tot}} - \frac{\delta_{cil}}{\lambda \cdot A_{cil}} \right]}$$

unde A_{cil} este aria suprafeței interioare a cilindrului și δ_{cil} — grosimea peretelui cilindrului.

Ecuațiile (7*) și (8*) alcătuiesc un sistem cu două necunoscute $\overline{W}_a$ și $\overline{t}_{ea}$, întrucît se presupune că se cercetează un sistem de nervurare dat, deci cu o geometrie cunoscută pentru o sarcină funcțională determinată, ceea ce presupune ca fiind cunoscute debitul orar de căldură Q_τ și diferența de temperatură $\Delta t_{pi} = \overline{t}_{pi} - t_{ia}$.

Rezolvarea sistemului de ecuații (7*) (8*) ridică unele dificultăți. În primul rînd ecuația (8*) este o ecuație transcendentă în care $\overline{W}_a$ nu se poate explicita. În al doilea rînd sistemul cuprinde mărimile fizice $\overline{\gamma}_a$ și $\overline{C}_{p_a}$ care sînt la rîndul lor funcțiuni de temperatura $\overline{t}_a$, aceasta fiind definită de media aritmetică dintre temperatura de ieșire a aerului și temperatura de intrare a aerului, adică $t_a = 0{,}5\,(t_{ea} + t_{ia})$, reprezintă o mărime necunoscută întrucît $\overline{t}_{ea}$ constituie necunoscuta din ecuația (7*).

Pentru soluționarea sistemului de ecuații (7*) și (8*) s-a apelat la calculatoarele numerice. Ecuația (8*) a fost programată pentru aflarea necunoscutei prin metoda înjumătățirii intervalului. Eucația (7*) se rezolvă simultan cu (8*) prin iterații succesive pornind de la o valoare inițială arbitrar aleasă și aplicînd un test de precizie. Pentru găsirea unor soluții optime de nervurare, s-au cercetat variantele de nervurare pentru care parametrii caracteristici iau următoarele valori : $l = 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14$ mm ; $h = 15, 24, 33$ mm ; $\delta_n = 2, 3, 4$ mm. Calculele s-au desfășurat pentru două valori ale coeficientului de convecție determinate pe baza formulei lui Pospelov și pe baza formulei proprii. S-a considerat interesant să se cerceteze trei cazuri distincte definite de trei valori distincte ale lui Δt_{pi}. Una dintre aceste valori luată drept referință a fost precizată la începutul lucrării ($\Delta t_{pi} = 130$°C). Dacă se presupune că nu se poate atinge un nivel acceptabil de tehnică și tehnologie pentru organele care alcătuiesc grupul piston, ca și pentru calitatea uleiului, atunci rezultă condiții mai severe pentru sistemul de răcire care trebuie să asigure o temperatură t_{pi} mai mică decît cea definită inițial. Invers, dacă se dispune de uleiuri de calitate superioară și de soluții superioare pentru organele grupului piston, atunci este rațional să se micșoreze sarcina sistemului de răcire și să se admită o valoare mai ridicată pentru temperatura t_{pi}. Ca urmare la cercetarea variantei inițiale de referință s-a adăugat cercetarea a două variante suplimentare definite de diferențele de temperatură $\Delta t_{pi} = 0{,}9 \times 130$°C și $\Delta t_{pi} = 1{,}1 \times 130$°C. În fine, date fiind dificultățile la evaluarea debitului orar de căldură s-au cercetat față de cazul inițial $Q_\tau = 3\,000$ kcal/h, două cazuri suplimentare și anume :

$$Q_\tau = 0{,}85 \times 3000 \text{ Kcal/h și } Q_\tau = 1{,}15 \times 3\,000 \text{ kcal/h}$$

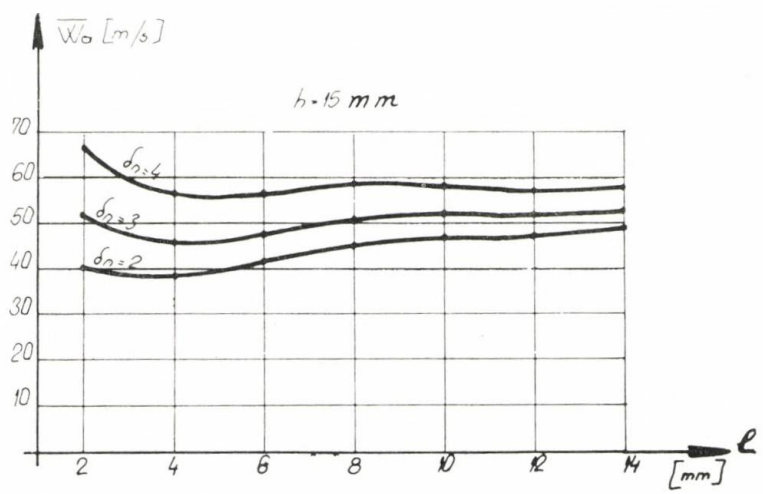


Fig. 4 a

A rezultat astfel necesitatea de a se cerceta un număr de circa 1 100 variante constuctive și funcționale, ceea ce implica o activitate laborioasă care nu ar fi fost accesibilă dacă nu se dispunea de un calculator numeric. Programul de calcul a fost rulat la Institutul Politehnic București pe calculatorul I.B.M. 1130. În cele ce urmează se prezintă pe scurt cîteva din rezultatele obținute.

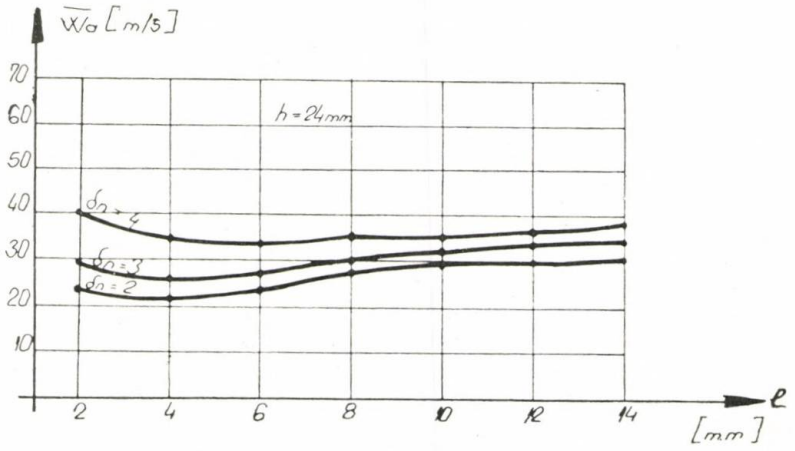


Fig. 4 b

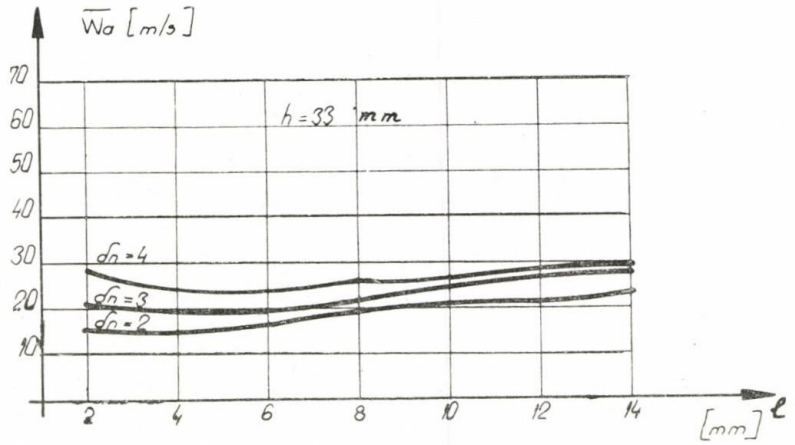


Fig. 4 c

În figurile 4a, 4b, 4c sînt prezentate valorile vitezei $\overline{W}_a$ pentru toate modificările constructive arătate. Calculele s-au efectuat cu coeficientul de convecție definit de relația (3) pentru debitul orar de căldură $Q_\tau = 3\,000$ kcal/h și diferența de temperatură $\Delta t_{pi} = 170°C$. Se constată că în domeniul valorilor mici ale distanței dintre nervuri l de 2÷8 mm, uzual întîlnite în practică, viteza $\overline{W}_a$ variază ușor cu l în limitele a 10—15%. În a doua jumătate a domeniului de valori pentru l, viteza $\overline{W}_a$ rămîne practic nemodificată. Grosimea nervurii are implicații mai mari tot în domeniul valorilor mici ale distanței l. In schimb, influența grosimii este redusă pentru valorile cuprinse între 8 și 14 mm. O influență considerabilă o exercită înălțimea nervurii h. Se obsearvă că la reducerea lui h de la 33 mm la 15 mm, viteza se amplifică de 2,5 ori, ceea ce va afecta probabil sarcina ventilatorului.

Dependența coeficientului de convecție de factorii constructivi amintiți este arătată în figurile 5a, 5b, 5c. În opoziție cu dependența tradițională ilustrată de formula lui Pospelov, figurile menționate indică o creștere sensibilă de peste două ori a coeficientului de convecție cu distanța l dintre nervuri. Acest rezultat este de înțeles dacă se ține seama ca viteza $\overline{W}_a$ variază neînsemnat cu distanța l pentru condițiile funcționale definite anterior pentru sistemul de răcire. În ceea ce privește înălțimea h, se observă — de asemenea — o creștere substanțială a coeficientului de convecție la reducerea acestui parametru. Așa cum s-a prevăzut, acest efect este determinat de creșterea vi-

tezei de curgere W_a. În ceea ce privește influența grosimii este de observat că reducerea lui δ_τ modifică în același sens coeficientul de convecție în limite restrînse, modificarea determinată de variația în același sens a vitezei de curgere.

Coeficientul de convecție echivalent C_{ce}, prezentat în figurile 6a, 6b, și 6 c, urmează

În figurile 7a, 7b, și 7c este reprezentată variația sarcinii ventilatorului în funcție de parametrii constructivi menționați. Se constată ca pentru valorile mici ale distanței l, sarcina $\triangle p$ scade, ceea ce se explică prin alura de variație a vitezei $\overline{W}_a$. Pentru distanța dintre nervuri mai mare decît aproximativ

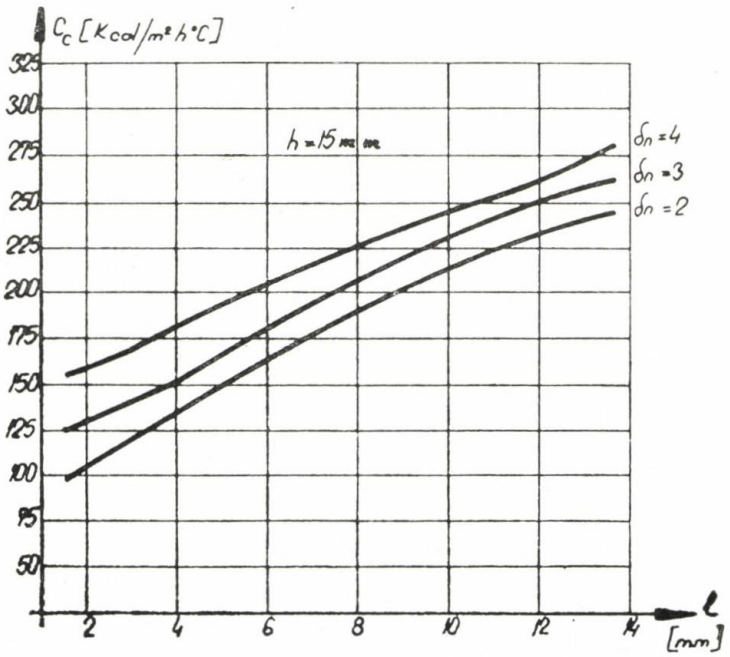


Fig. 5 a

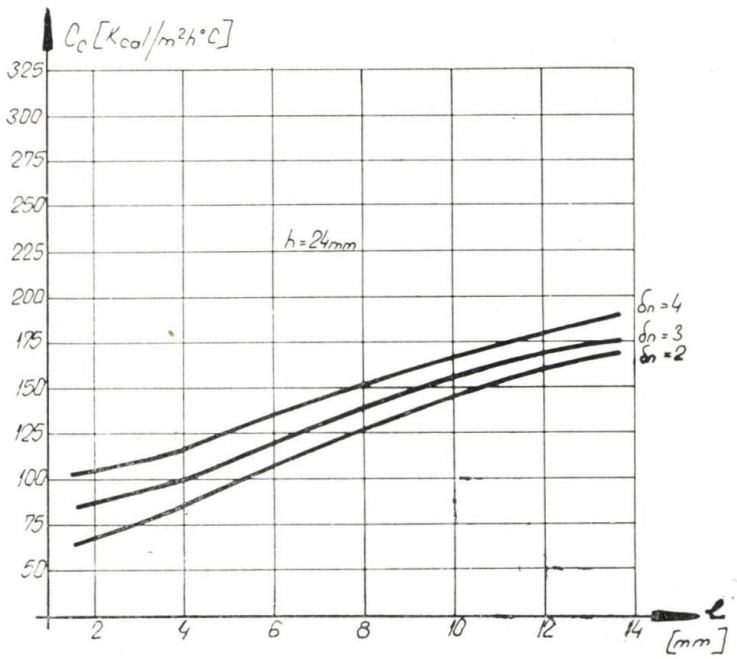


Fig. 5 b

alurile de variație ale lui C_c. Valoarea lui absolută este diminuată în raport cu coeficientul C_c datorită eficienței nervurii.

6 mm se constată că sarcina $\triangle p$ este cvasiconstantă. Influența grosimii nervurii asupra sarcinii $\triangle p$ este neînsemnată. În schimb, o in-

fluență importantă o exercită înălțimea nervurii. Astfel la reducerea înălțimii h de la 33 mm la 15 mm, sarcina $\triangle p$ crește de aproximativ patru ori. Această modificare e determinată de creșterea sensibilă a vitezei W_a (fig. 4a, 4b, 4c) și va avea o implicație importantă asupra puterii de antrenare a ventilatorului.

Figurile următoare (fig. 8a,8b, 8c,) indică variația debitului de aer refulat de ventilator. Se constată că creșterea distanței l în domeniul 2÷8 mm pretinde — în condițiile Q_τ = ct, $\triangle t_{pi}$ = ct — o creștere corespunzătoare de circa 80%. Este interesant de remarcat că în domeniul 8—14 mm, creșterea debitului de aer este cu mult mai mică decît 15% și atinge în

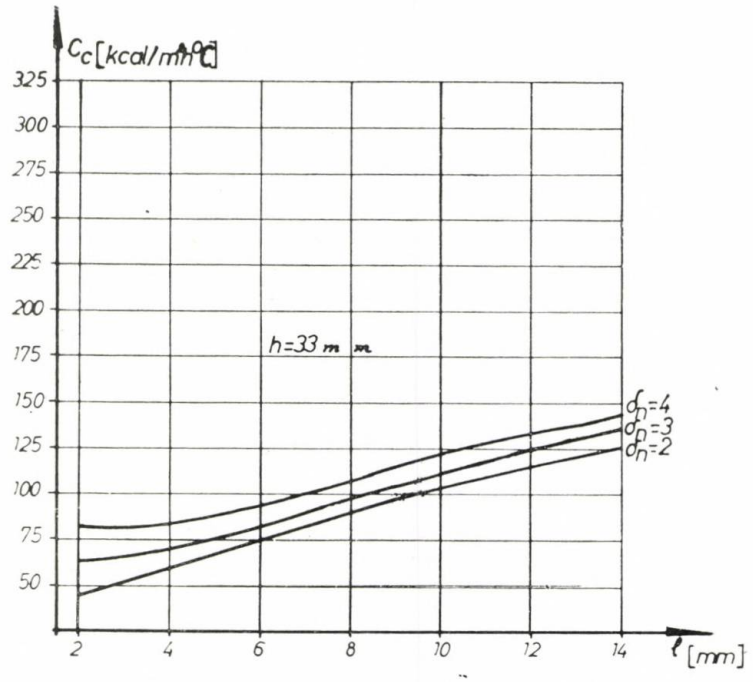


Fig. 5 c

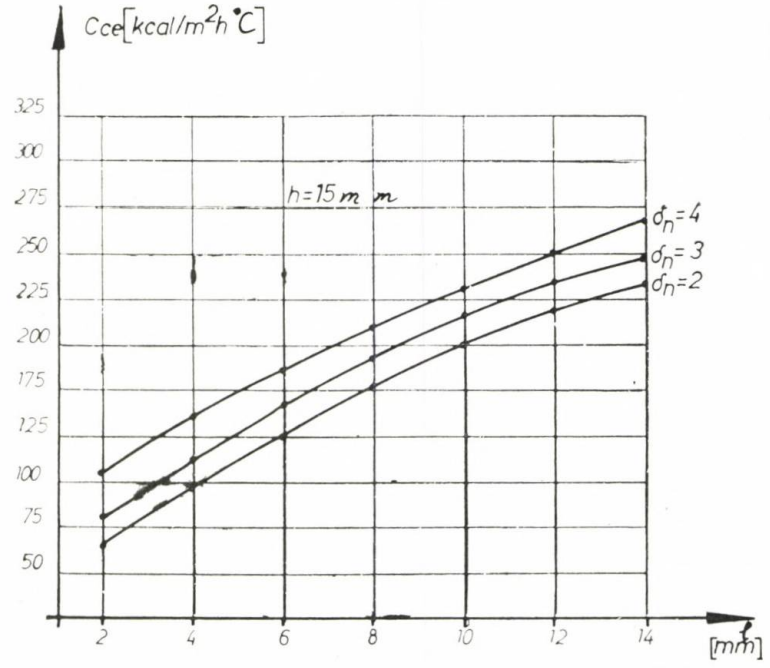


Fig. 6 a

toate cazurile o valoare limită la marginea intervalului. Aceasta atrage atenția ca o **soluție de perspectivă** asupra avantajelor unei nervurații cu pas sporit.

terea debitului de aer. O ușoară sporire a debitului este pretinsă de soluția cu nervura avînd grosimea de 4 mm. Un fapt asemănător trebuie notat cu privire la înălțimea nervurii

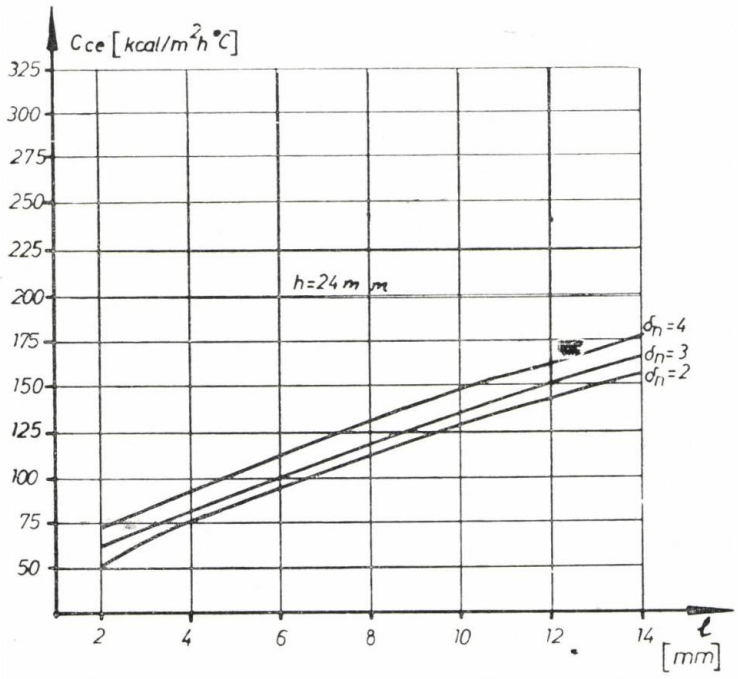


Fig. 6 b

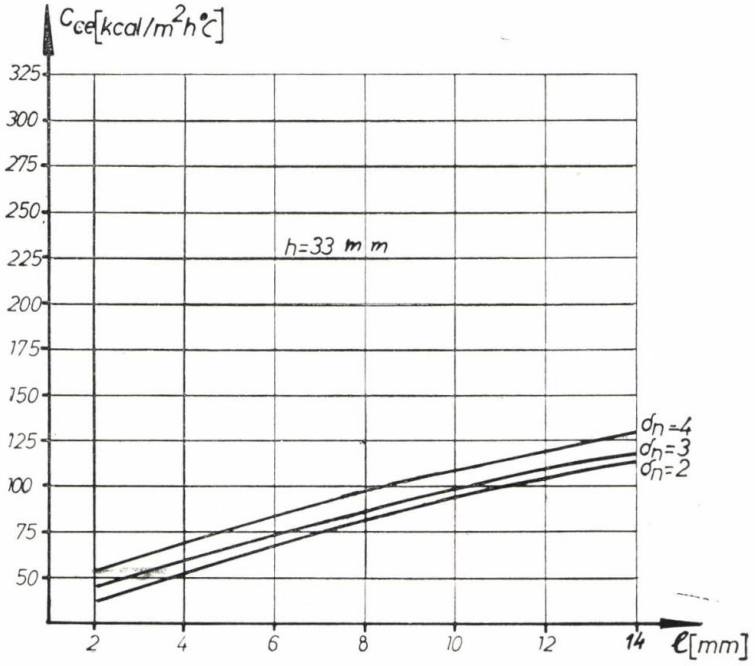


Fig. 6 c

Un alt fapt care merită a fi subliniat este acela că modificarea grosimii nervurii de la trei la doi milimetri nu pretinde practic creș-

și anume se observă că în intervalul $h=15\ldots$ 33 mm, debitul de aer este practic constant. Rezultă astfel că avantajele importante care se

pot obține prin realizarea unor nervuri de înălțime redusă nu sînt penalizate de creșterea

În fine, în figurile 9a, 9b, 9c se prezintă dependența puterii ventilatorului de factorii

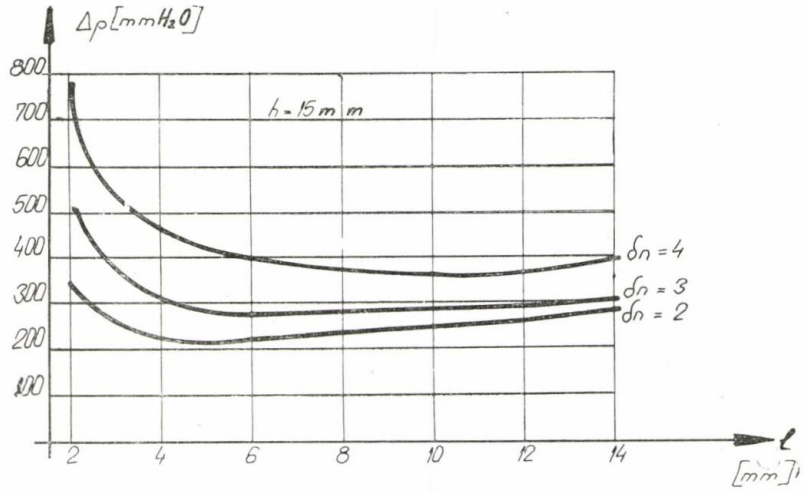


Fig. 7 a

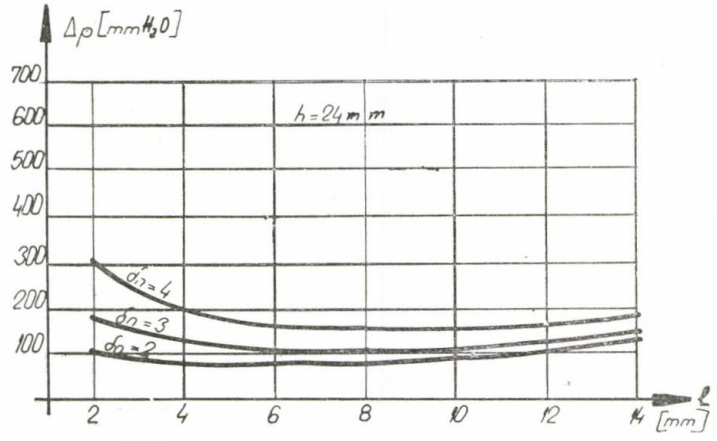


Fig. 7 b

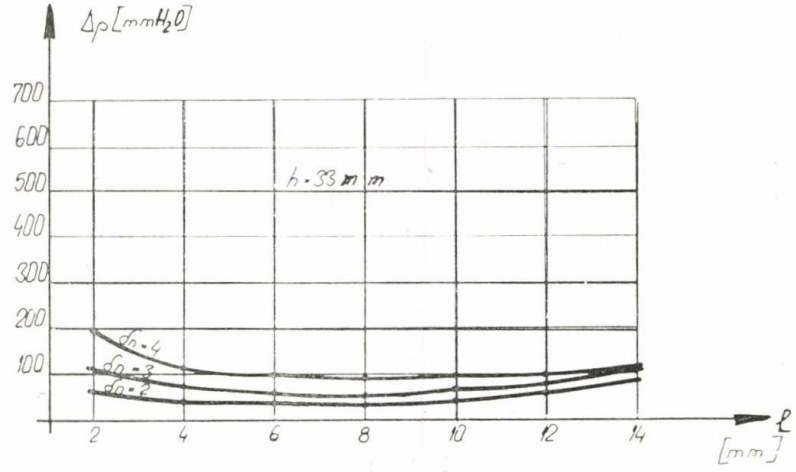


Fig. 7 c

debitului de aer ceea ce va influența favorabil gabaritul și greutatea ventilatorului.

constructivi cercetați anterior. Se constată o creștere substanțială a puterii ventilatorului

pentru acele cazuri în care se pretinde o sporire corespunzătoare a sarcinii $\triangle p$. In mod evident puterea ventilatorului crește cu reducerea înălțimii nervurii de la 33 la 15 mm

Ținînd seama că nivelul absolut al puterii ventilatorului este relativ redus, reducerea înălțimii nervurii ar putea constitui o soluție încă acceptabilă. Astfel la un alezaj de 95 mm

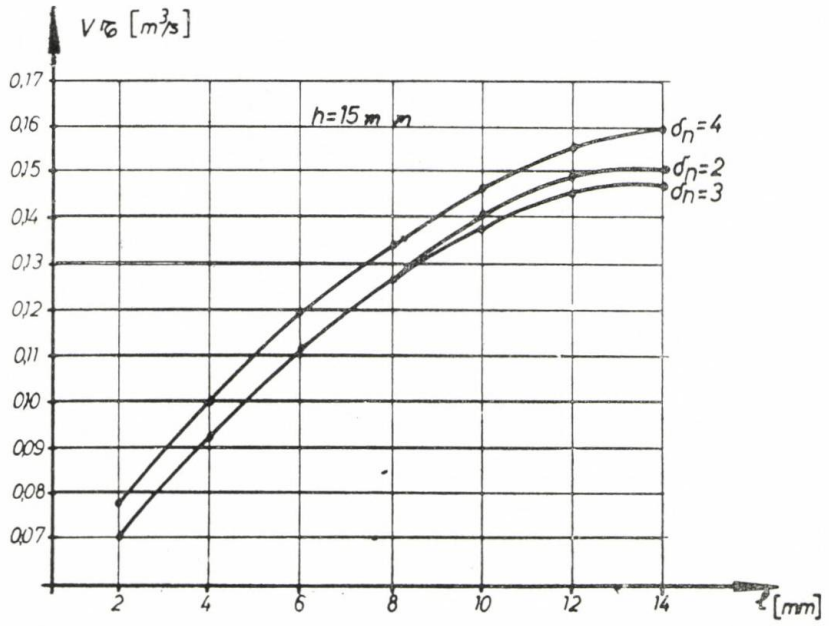


Fig. 8 a

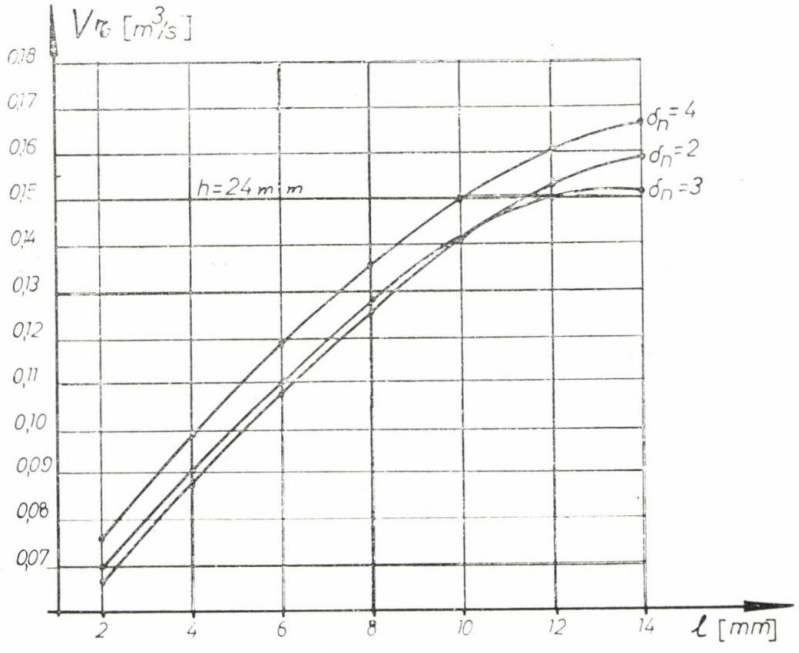


Fig. 8 b

de aproximativ 5—6 ori. Aceasta este penalizarea fundamentală pe care trebuie s-o accepte proiectantul, dacă urmărește să reducă greutatea sistemului de răcire G_{src} pe calea micșorării înălțimii nervurilor.

un motor diesel de putere mică dezvoltă aproximativ 12—15 CP, iar pentru antrenarea ventilatorului la o distanță între nervuri $l=8$ mm, o grosime a nervurii $\delta_n=3$ mm și o înălțime a nervurii $h=15$ mm, puterea necesară antre-

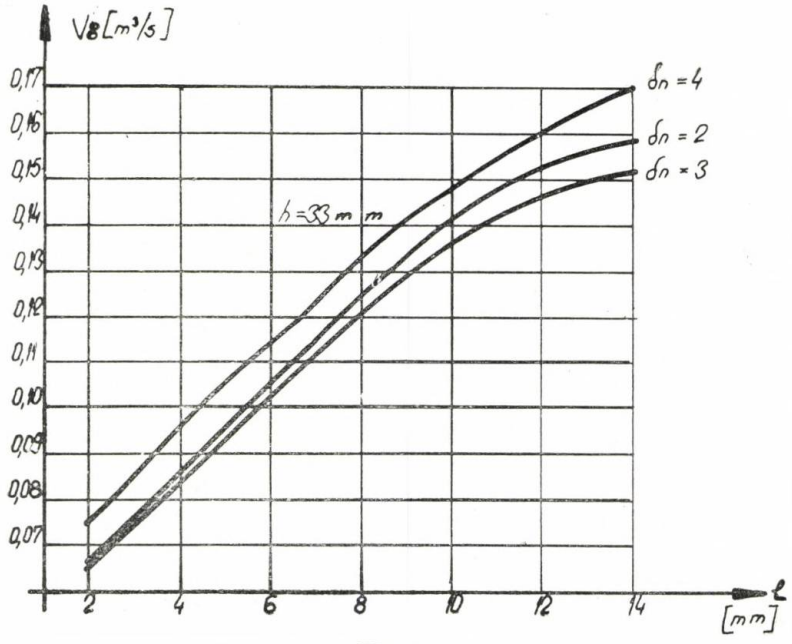


Fig. 8 c

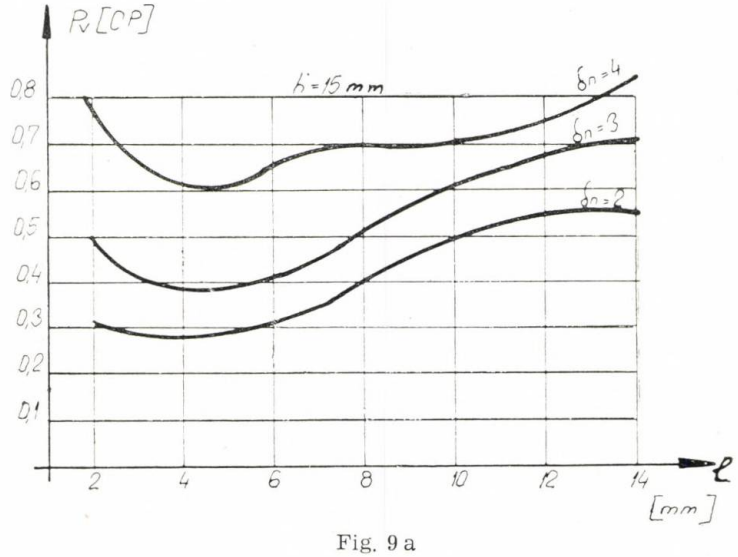


Fig. 9 a

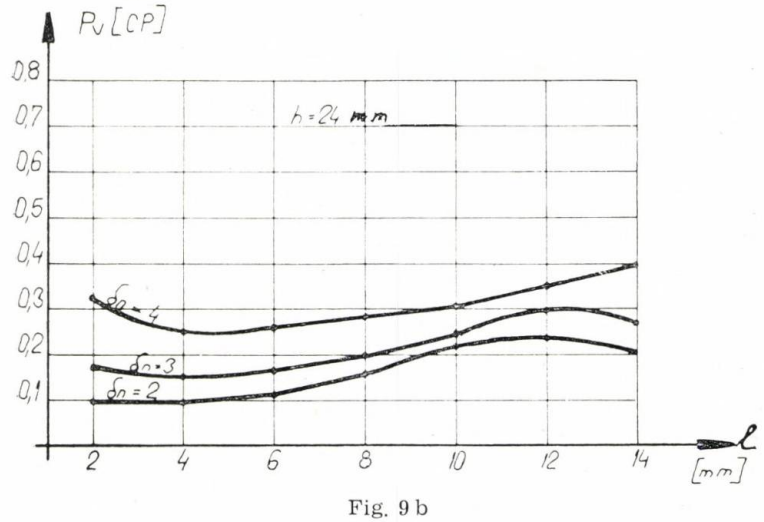


Fig. 9 b

nării ventilatorului ajunge la aproximativ 0,5 C.P., ceea ce reprezintă, ținînd seama de randamentul ventilatorului, circa 6—8% din puterea motorului.

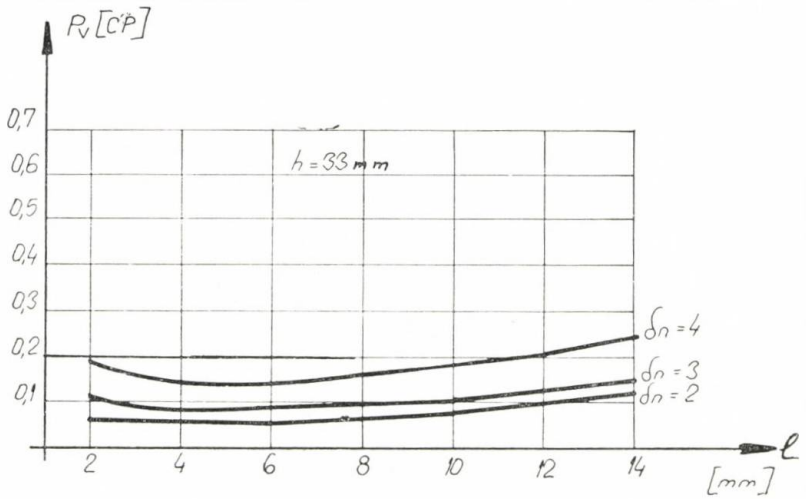


Fig. 9 c

Din punctul de vedere al puterii ventilatorului, apare mai rațional să se utilizeze un sistem de nervurație cu pas mai mare, care la aceeași grosime δ_n și aceeași înălțime h nu implică variații importante ale puterii P_v. Dar, după cum a rezultat din figurile precedente este necesar un debit de aer sporit.

Pentru proiectant apar astfel două **soluții fundamentale distincte :**

— **fie să reducă greutatea sistemului de nervurare prin mărirea distanței dintre nervuri la o valoare ridicată a lui h, ceea ce va pretinde un ventilator de capacitate mare, dar de putere redusă ;**

— **fie să reducă greutatea sistemului de nervurare prin micșorarea înălțimii nervurii la o valoare redusă a distanței l, ceea ce va pretinde un debit de aer mai mic, dar o putere a ventilatorului mai ridicată.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pospelov, D. R. :* Dvigatelivnutrennevo sgorania s vozdușnîm ohlajdeniem.

[2] *Mațkerle, Iu. :* Avtomobilnîe dvigateli s vozdușnîm ohlajdeniem.

[3] *Berthold Grünwald* și *Nicolae Luminea* : Evaluarea coeficientului de convecție al suprafeței nervurate a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer.

CZ : 621.436

Aspecte privind funcționarea motoarelor diesel la altitudine de pînă la 4500 m — cu aplicație la motorul — D. 110

Ing. Eugen **ZÂRNOVEANU** — Institutul Național de Motoare Termice — Filiala Brașov.

Considerațiuni generale

Este cunoscut faptul că performanțele motorului cu ardere internă sînt influențate de presiunea și temperatura mediului ambiant.

In practică, performanțele efective (puterea și cuplul) ale motorului sînt corectate în funcție de condițiile atmosferice de presiune și temperatură, pentru a fi posibilă o eventuală comparație respectiv, apreciere, a performanțelor în diferite regiuni geografice de exploatare. In figura 1, sînt prezentate variațiile presiunii atmosferice și ale temperaturii ambiante în funcție de altitudine. Calculul mărimilor s-a efectuat după formulele date în DIN 5450. Dacă se calculează variația densității aerului pentru altitudine de 4000 m, în condițiile atmosferice normale, se constată o micșorare a densității cu circa 33,2%, prin urmare este de așteptat o reducere substanțială a performanțelor de putere și cuplu ale motorului la această altitudine.

Formulele de corecție pentru motoare de autovehicule folosite în mod curent sînt aplicabile numai într-un anumit domeniu de variație a presiunii și temperaturii atmosferice. Extinderea aplicării lor în afara domeniului admis, atrage după sine introducerea de erori

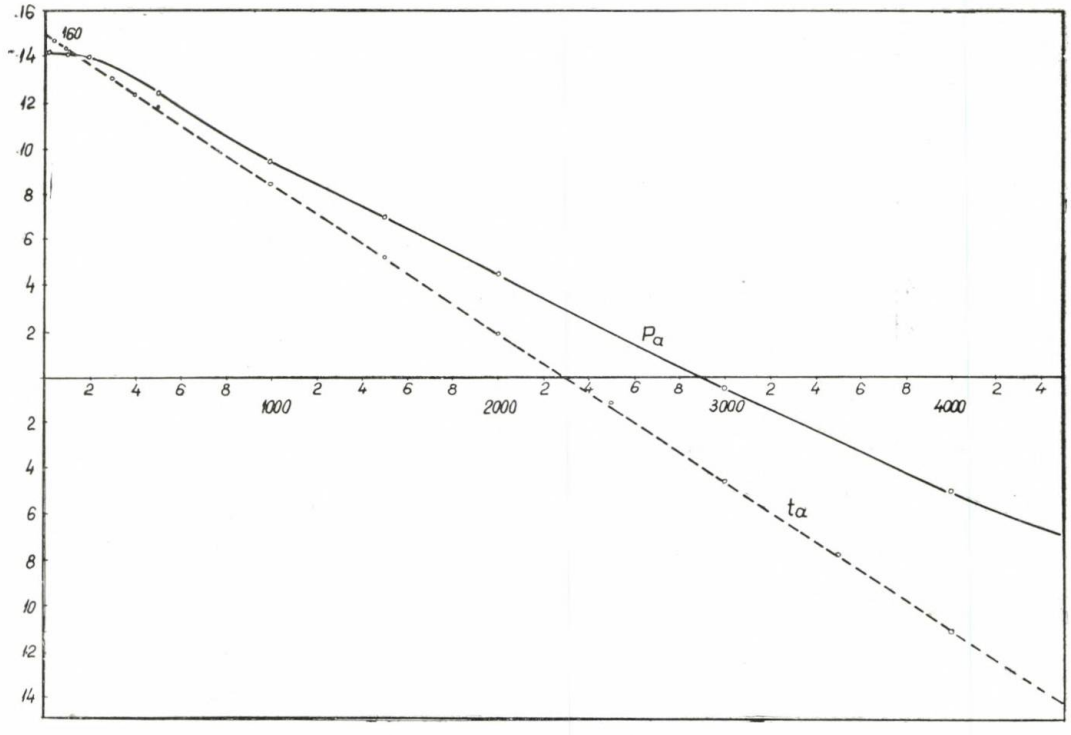


Fig. 1 Variația P_{aer} și t_{aer} cu altitudinea după DIN 5450.

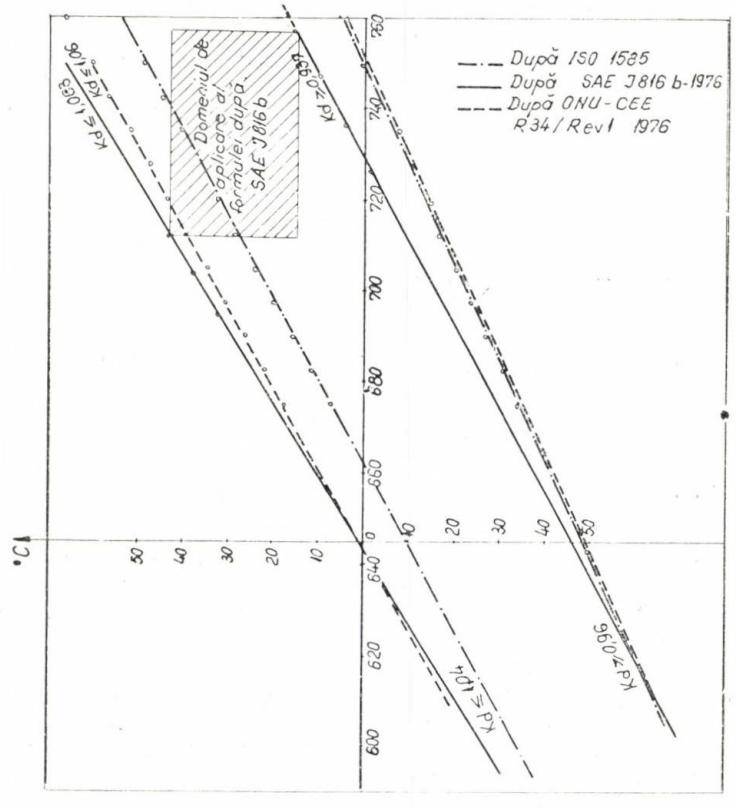


Fig. 2 Domeniul de valabilitate al formulei de corecție a puterii și cuplului motorului diesel.

inacceptabile. Astfel, formula de corecție pentru putere și cuplu pentru motoarele diesel este de forma :

$$Kd = \left(\frac{1000}{P}\right)^x \left(\frac{T}{298}\right)^\alpha$$

în care :

P — este presiunea atmosferică, în milibari ;
T — este temperatura atmosferică, în °K ;
x — are valorile :
$x = 1$ după SAE J 816 —1976 ;
$x = 0{,}65$ după ISO R 1585 ONU-CEE R34/Rev 1-1976.
$\alpha = 0{,}5$

Valabilitatea de aplicare a formulei se face în domeniul valorilor factorului de corecție $0{,}96 \leqslant K_d \leqslant 1{,}06$. Reprezentarea grafică a domeniului de aplicare a formulei este prezentată în figura 2. Neîncadrarea în limitele admise ale factorului de corecție atrage după sine imposibilitatea corectării și deci a comparării performanțelor energetice ale motorului respectiv, în diferite condiții de altitudine.

Prin urmare, problema principală care se pune este stabilirea performanțelor motorului diesel de autovehicul rutier în condiții de exploatare la altitudini variabile de maxim 4700 . . . 5000 m. Limita maximă a altitudinii este stabilită de punctele de comunicație rutieră de pe glob. In tabelul 1 sînt prezentate principalele puncte de altitudine mare de pe glob.

Tabelul 1

Denumirea localității	Altitudinea m	Presiunea atmosferică mm Hg
Pasul St. Gotard	2110	590
Gorossglöckner-Alpi	2500-2700	570-550
Deuver (USA)	1600	630
Mexico (City)	2300	580
Pasul Loveland (USA)	3400	505
Pasul Koi-Teșek-Pamir	4700	450
Pasul Sary-Tasch-Pamir	3800	490

Din punct de vedere teoretic, s-a constatat că toate mărimile caracteristice ale ciclului motor (presiunea de sfîrșit de admisie, presiunea de comprimare, presiunea medie a ciclului și respectiv presiunea de sfîrșit de destindere) au o variație liniară cu presiunea atmosferică, prin urmare o variație logaritmică cu altitudinea.

Pentru aplicație numerică s-a ales motorul D.110 care trebuie să fie exploatat în condiții de altitudine de 4400 m la o temperatură medie ambiantă de 20°C.

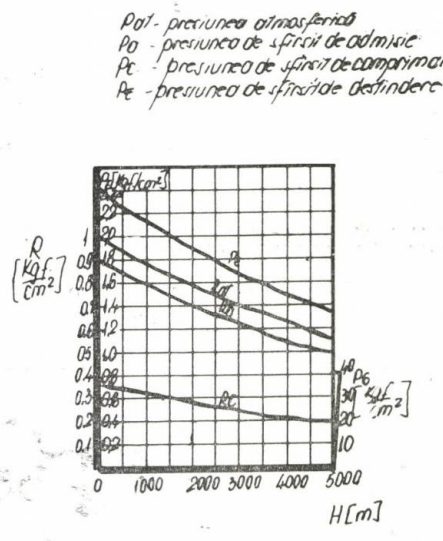


Fig. 3

În figura 3 este prezentată variația unor mărimi caracteristice ciclului motorului D.110, în funcție de altitudine.

Pentru stabilirea performanțelor motorului în condiții de exploatare la altitudine mare sînt necesare :

Tabelul 2

Performanțe calculate	ALTITUDINE	
	H = 570 m P_a = 710 mmHg	H = 4400 m P_a = 455 mmHg
— Puterea efectivă în CP la n_n = 1800 rot/min.	60,7	33,4
Presiunea medie efectivă în kgf/cm² la n_n = 1800 rot/min.	6,4	3,51
Debitul de combustibil pe ciclu și cilindru în mm³/cil. cicl. la n_n = 1800 rot/min.	63,7	39,1

1. Reglarea debitului pe cilindru şi ciclu al pompei de injecţie astfel încît coeficientul de exces de aer (λ) să rămînă cvasiconstant ; rezultatele obţinute, prin calcule au fost verificate prin încercări pe banc ;
2. Determinarea avansului optim de injecţie, care s-a efectuat numai prin încercări.

În cazul motorului D.110 se prezintă mai jos următoarele caracteristici iniţiale :

— puterea efectivă corectată în CP la turaţia de 1800 [rot/min]. : 65 ;
— consumul specific de combustibil în [g/CPh] la puterea nominală : 190 ;
— cilndreea motorului în [l] : 4,76 ;
— numărul de cilindri : 4 ;
— coeficientul de dozaj : 24,55 ;
— coeficienul de umplere : 0,83 ;

Cu aceste valori, considerînd formulele stabilite, s-au calculat presiunea medie efectivă, puterea motorului şi debitul de combustibil pe cilindru şi ciclu pentru altitudinea de 4400 m. Aceste valori sînt prezentate în tabelul 2 :

Condiţii de încercare şi rezultatele obţinute

Încercările s-au realizat pe un banc echipat cu frînă electrică cu curenţi turbionari (vezi fig. 4). Simularea condiţiilor existente la alti-

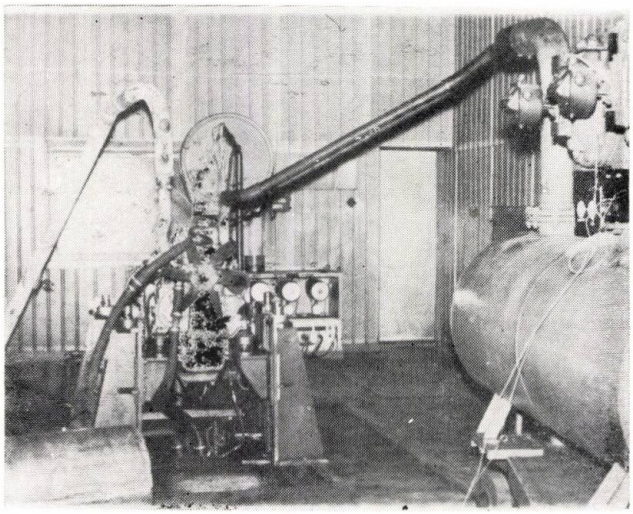


Fig. 4

tudinea de circa 4000 m s-a realizat prin micşorarea secţiunii de intrare a aerului în colectorul de admisie al motorului, în vreme ce gazele de evacuare au fost expirate în condiţii atmosferice locale, respectiv pentru altitudinea de 570 m. Rezultatele obţinute sînt redate în figura 5.

Avînd în vedere faptul că în condiţiile de exploatare reale ale unui motor la altitudinea de 4400 m şi expirarea gazelor de evacuare se face într-o atmosferă cu presiune micşorată, a fost necesară măsurarea variaţiei puterii e-

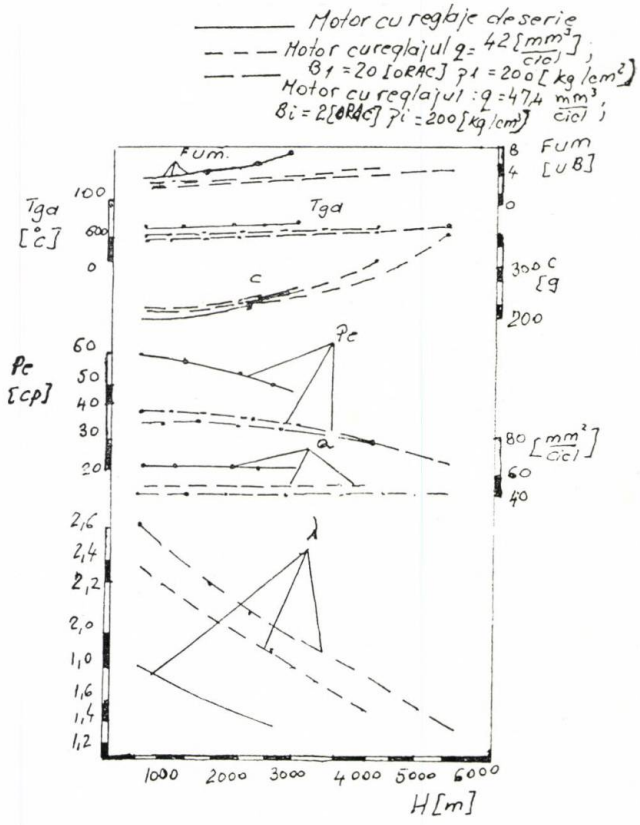


Fig. 5

fective în acest caz. Rezultatul este prezentat în figura 6.

Efectuîndu-se reglajul pe o caracteristică de avans optim, s-a obţinut caracteristica de turaţie la sarcină totală, care este prezentată în figura 7. Pentru a verifica acest reglaj s-a efectuat şi o încercare la altitudinea de 2080 m — Vf. Furnica — Bucegi, Caracteristica de turaţie la sarcină totală este prezentată de asemenea în figura 7.

Concluzii

1. Puterea efectivă variază foarte mult în funcţie de presiunea şi temperatura aerului pentru variaţii mari de altitudine. Astfel motorul D.110

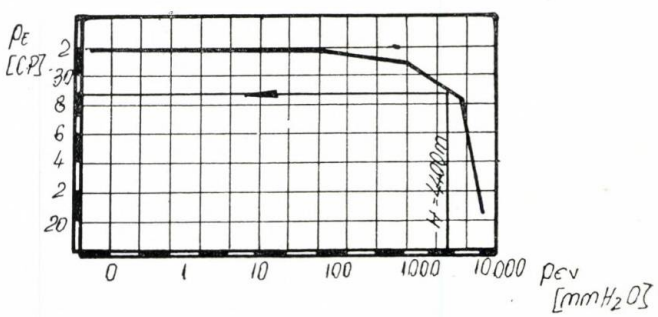


Fig. 6 — Motor D 110 seria 85962 cu reglaje de serie

la altitudinea de 4400 m va asigura o putere maximă de exploatare de circa 30 CP.

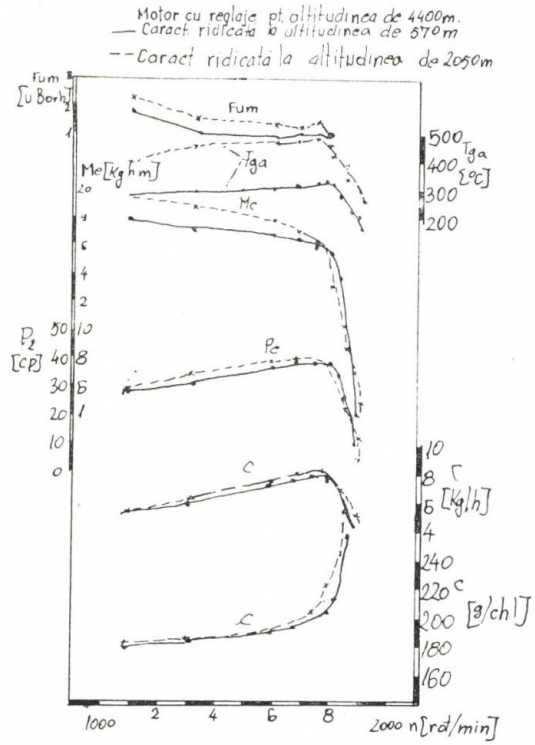


Fig. 7

2. Erorile mari date de actualele formule de corectare a puterii efective şi cuplului motorului diesel, în afara domeniului de utilizare a formulei factorului de corecţie, impun stabilirea reglajelor motorului prin încercări fie într-o cameră altimetrică şi climatică, fie prin încercări pe o staţie mobilă de încercare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.:* Motoare cu ardere internă, Ed. Tehnică, Bucureşti.

[2] *Löhner, K., Müller, H.:* Gemishbildund und Verbrennung im Ottomotor.

[3] *Mahaldiani, V. V.:* O dvigateliah dlia gornîh avtomobilei i traktorov.

[4] *Pierburg, A.:* Vergraser für Kraftfahrzeugmotoren.

[5] *Eberan — Eberhorst, R., Moser, F.:* Influenţa altitudinii asupra emisiei de CO la motoarele Otto în 4 timpi. In „LZT" nr. 5/1975.

[6] * * * : High altitude laboratory studies of compression ignition engines — SAE 660.743.

[7] * * * : Experiments on effects of atmospheric conditions on the performance of on automotive gasoline engine — SAE 690.166.

[8] * * * : SAE J 816 b.

[9] * * * : ONU—CEE R 34, nr. 1/1976.

[10] * * * : ISO R 1585.

[11] * * * : DIN 5450.

CZ : 621.436

Rezultate preliminare privind controlul regimului termic la un motor diesel rapid răcit cu aer

Prof. dr. ing. Berthold **GRÜNWALD**, prof. dr. ing. Nicolae **APOSTOLESCU**, ing. N. **LUMINEA**, dr. ing. Dragoş **SFINŢEANU**, ing. Ion Ştefan, ing. M. **SOIMAN**, ing. Ilan **IANOVICI**, ing. Liviu **IORDĂCHESCU**, ing. Gheorghe **GRAMA** — I.N.M.T. — Bucureşti

In Institutul Naţional de Motoare Termice există o preocupare susţinută pentru realizarea, în concepţie proprie, a unei familii de motoare diesel rapide răcite cu aer. Una dintre direcţiile de cercetare în domeniu o constituie determinarea modalităţilor de control al regimului termic pe baza particularităţilor funcţionale şi constructive ale sistemului de răcire, precum şi în corelaţie cu performanţele energetice şi de consum specific de combustibil ale motorului. Descoperirea şi punerea în valoare a căilor care permit limitarea nivelului de temperatură şi de încărcare termică a pistonului; segmenţilor cilindrului şi chiulasei trebuie să permită realizarea unor motoare cu performanţe competitive de putere litrică, de greutate raportată, de fiabilitate. Cercetarea a fost orientată spre cîteva probleme fundamentale şi este în măsură să definească astăzi cîteva soluţii constructive, menite să asigure realizarea unor motoare competitive.

La motoarele răcite cu aer există tendinţa de sporire a încărcării termice a pistonului, de aceea cerinţele faţă de nivelul regimului termic sînt mai severe. Pe baza studiilor efectuate s-au elaborat criterii proprii de evaluare a încărcării termice a pistonului. Astfel, reprezentînd încărcarea termică medie K_q pentru motoarele diesel răcite cu apă; $K_q = 1{,}54\ P_e^{0{,}8}$ şi pentru motoarele diesel răcite cu aer ($K_q = 1{,}43\ P_e^{0{,}8}$), se observă (fig. 1) că nivelul actual de tehnică şi tehnologie impune ca la aceeaşi presiune medie efectivă, motoarele diesel răcite cu aer să suporte o încadrare termică mai redusă.

Pentru realizarea unei familii de motoare diesel răcite cu aer s-a considerat că prezintă interes să se cerceteze următoarea problemă. Dacă un motor răcit cu apă din producția de serie urmează să fie reproiectat în varianta de motor răcit cu aer, ce corelații se stabilesc între indicii de performanță și dimensiunile fundamentale ale motorului, cînd se iau în considerare restricțiile impuse de încărcarea termică a pistonului? S-a ales ca exemplu motorul diesel răcit cu apă D — 115, denumit în continuare modelul M_0 și prezentat în tabelul 1. Încărcarea termică K_q a pistonului acestui motor s-a determinat cu relația proprie

$$K_q = \frac{K_0^{0,75}}{D^{0,25}\Psi^{0,5}}\left(\frac{900}{n}\right)^{1/3} \qquad (1)$$

unde:

K_0 — este raportul dintre puterea pe cilindru P_e și secțiunea transversală a cilindrului;
D — alezajul;
Ψ — raportul cursă pe diametrul (S/D);
n — turația.

În figura 1 se observă că încărcarea termică a pistonului modelului M se situează la un nivel mai ridicat decît încărcarea termică medie ($K_q/\overline{K}_q = 1{,}042$).

Pentru motorul răcit cu aer, derivat din modelul M_0 se impun următoarele cerințe: să dezvolte o turație mai ridicată (n=3000 rot/min) și o putere efectivă continuă ceva mai mică (P_{e1} =12 CP/cil), ținînd seama de cerințele consumatorului; să conserve același alezaj.

Ținînd seama de aceste deziderate s-au determinat patru variante de motoare diesel răcite cu aer, notate în tabelul 1 cu $\mathbf{M}_1$, $\mathbf{M}_2$, $\mathbf{M}_3$, $\mathbf{M}_4$. Modelul $\mathbf{M}_1$ rezultă din condiția ca încărcarea termică a pistonului să se situeze pe curba de încărcare termică medie a motoarelor diesel răcite cu aer, adică $K_q = \overline{K}_q$ (fig. 1 : $\mathbf{M}_0$, $\mathbf{M}_1$). Matematic această condiție produce o ecuație algebrică transcendentă:

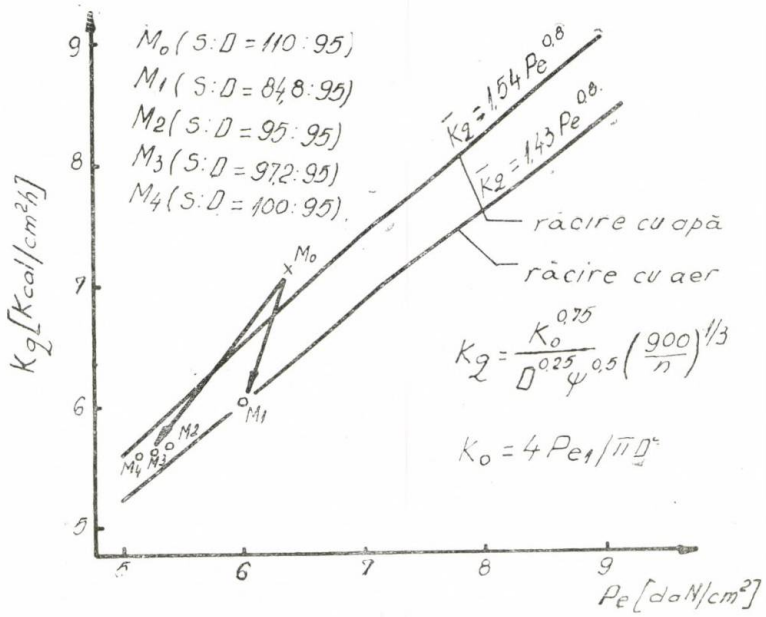


Fig. 1

$$\frac{K_0^{0,75}}{D^{0,25}\left(\frac{Sx}{D}\right)^{0,5}}\left(\frac{900}{n}\right)^{1/3} = 1{,}43P_{ex}^{0,8} \qquad (2)$$

Din formula puterii motorului se obține o a doua ecuație:

$$P_{ex} = \frac{900P_{e1}}{\frac{\pi D^2}{4}Sx \cdot n} \qquad (3)$$

Ecuațiile (2) și (3) alcătuiesc un sistem în care cursa S_x și lucrul mecanic specific P_{ex} sînt necunoscutele. Soluțiile sistemului dau performanțele motorului arătate în tabelul 1, pentru modelul $\mathbf{M}_1$. După cum era de așteptat K_q pentru modelul $\mathbf{M}_1$ este mai mic decît pentru modelul $\mathbf{M}_0$ (cu 13%). Totuși, la un început de drum, soluția poate fi obiecționabilă deoarece la o cursă de 84,8 mm, este necesar să se dezvolte un lucru mecanic specific (P_e =6 daN/cm²) relativ mare pentru o clasă de motoare cu destinație industrială, destinație presupusă pentru familia de motoare diesel răcite cu aer. O a doua condiție interesantă ar putea fi aceea

care asigură ca încărcarea termică K_q să realizeze aceeași abatere față de $\overline{K}_q$ ca la motorul $\mathbf{M}_0$, adică $K_q = 1{,}042\ \overline{K}_q$. Aplicînd ecuațiile (2), (3) pentru acest caz se obțin performanțele modelului $\mathbf{M}_3$, care trebuie să realizeze o cursă de 97, 2 mm și o presiune medie efectivă de 5,23 (daN/cm2). Această variantă ar putea trece în proiectare și fabricație, performanțele ei și dimensiunile fundamentale fiind acceptabile. Ținînd seama de erorile inevitabile pe care le include o relație de tipul (2), devine folositor ca aplicarea acesteia să se facă și pentru cazurile în care se admit mici abateri, într-un sens sau altul, de la condiția studiată. De aceea, în tabelul 1 se prezintă, alături de performanțele modelului $\mathbf{M}_3$, performanțele altor două modele, $\mathbf{M}_2$ și $\mathbf{M}_4$, pentru care s-au admis abateri distincte ale lui K față de $\overline{K}_q$. Modelul $\mathbf{M}_4$, cu o abatere ușor sporită (1,049 față de 1,042), pretinde o cursă de 100 mm, dar dezvoltă un lucru mecanic specific foarte mic ($P_e = 5{,}084$ daN/cm2), ușor de realizat dar necompetitiv astăzi. Modelul $\mathbf{M}_2$, cu o abatere ceva mai mică decît cea inițială (1,035 față de 1,042), pretinde o cursă de 95 mm și urmează să dezvolte un lucru mecanic specific ($P_e = 5{,}35$ DaN/cm2) deja competitiv. Proiectarea a acționat în mod justificativ, cînd și-a propus să realizeze și să supună cercetării atît modelul $\mathbf{M}_2$ cît și modelul $\mathbf{M}_4$. Realizarea unui motor în mai multe modele funcționale, pentru a defini soluția cea mai avantajoasă la prototip, reprezintă o concepție superioară de proiectare, cînd se urmărește cîștigarea unei poziții avansate în domeniu. Inițial cercetarea s-a desfășurat pe modelul $\mathbf{M}_4$, rezultatele care se prezintă în lucrarea de față referindu-se la acest model. În continuare cercetarea se va desfășura pe modelul $\mathbf{M}_2$ care reprezintă o soluție constructivă evoluată și sub alte aspecte, dat fiind experiența anterioară acumulată în domeniu. Dacă cercetarea celor două modele va confirma evaluările noastre, vom fi în măsură să folosim mai bine în viitor cunoștințele despre încărcarea termică a pistonului, ceea ce ne va permite să producem o nouă generație de motoare, cu performanțe superioare.

Realizarea unui motor răcit cu aer pretinde să se definească pasul de nervurare a cilindrului. Mărirea pasului de nervurare reprezintă o soluție atrăgătoare în proiectare, deoarece ea produce sigur o economie apreciabilă de metal. După cunoștințele actuale, soluția este obiecționabilă, deoarece conduce la o reducere a suprafeței de răcire a cilindrului, ceea ce scade capacitatea ce disipare în mediul ambiant a căldurii transferate de gazele din cilindru la perete și amplifică nivelul regimului termic al motorului. Acest stadiu al cunoștințelor se reflectă în relațiile propuse pentru calculul coeficientului de convecție C_c de la sistemul de nervurare la aerul de răcire, relații de tipul :

$$C_c = ct\,\frac{(\overline{\gamma}\,\overline{W}_a)^{0{,}8}}{d_e^{0{,}2}}, \qquad (4)$$

unde :

$\overline{\gamma}$ — greutatea specifică medie a aerului ;

$\overline{W}_a$ — viteza medie a aerului în spațiul dintre două nervuri (fig. 2), definit de distanța l_n dintre două nervuri.

Se observă că mărirea pasului **l** dintre nervuri ($\overline{W}_a = ct$, $h = ct$, $\delta_n = ct$), reduce chiar valoarea coeficientului, de convecție deoarece produce o creștere a diametrului echivalent.

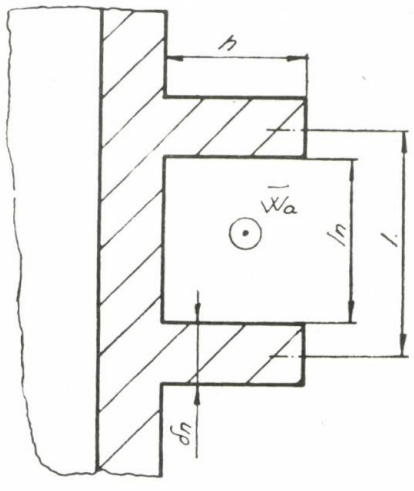


Fig. 2

Eroarea care se comite la aplicarea relațiilor de tip (4) este determinată de faptul că aceste relații au valabilitate în regim stabilizat, de curgere prin conducte. Ori, în canalul oferit de două nervuri, curgerea este de tip nestabilizat, apropiată de tipul de curgere care are loc la intrarea fluidului într-o conductă. Cercetări proprii au condus la concluzia că în cazul unui cilindru nervurat de motor, coeficientul de convecție ar trebui să fie de forma :

$$C_c = ct\,\frac{(\overline{\gamma}\,\overline{W}_a)^{0{,}8}}{d_e^{0{,}2}}\,l_n^{0{,}5} \qquad (5)$$

ceea ce subliniază că C_c crește cu distanța dintre nervuri. Chiar dacă relația de calcul trebuie aplicată cu prudență în lungul unui canal creat de două nervuri, sub aspectul preciziei de calcul, ea oferă — calitativ — un tablou diferit de cel uzual, care încurajează trecerea

la soluții cu pas sporit de nervurare. In concordanță cu această imagine, efectul de reducere a suprafeței de răcire la mărirea distanței dintre nervuri urmează să fie compensat parțial prin creșterea intensității transferului convectiv.

Această realitate fizică ne-a îndemnat să cercetăm pe cale analitică, pe un model sim-

a cilindrului, prin creșterea coeficientului de convecție C_c se pot satisface condițiile $Q_{\tau_1} = ct$, $\bar{t}_{p1} = ct$, dacă debitul de aer pe cilindru crește în proporție indicată, rezultată din soluționarea unui sistem de șapte ecuații algebrice transcendente care definesc transferul convectiv de căldură. S-a apreciat că verificacarea experimentală a acestei concepții ar

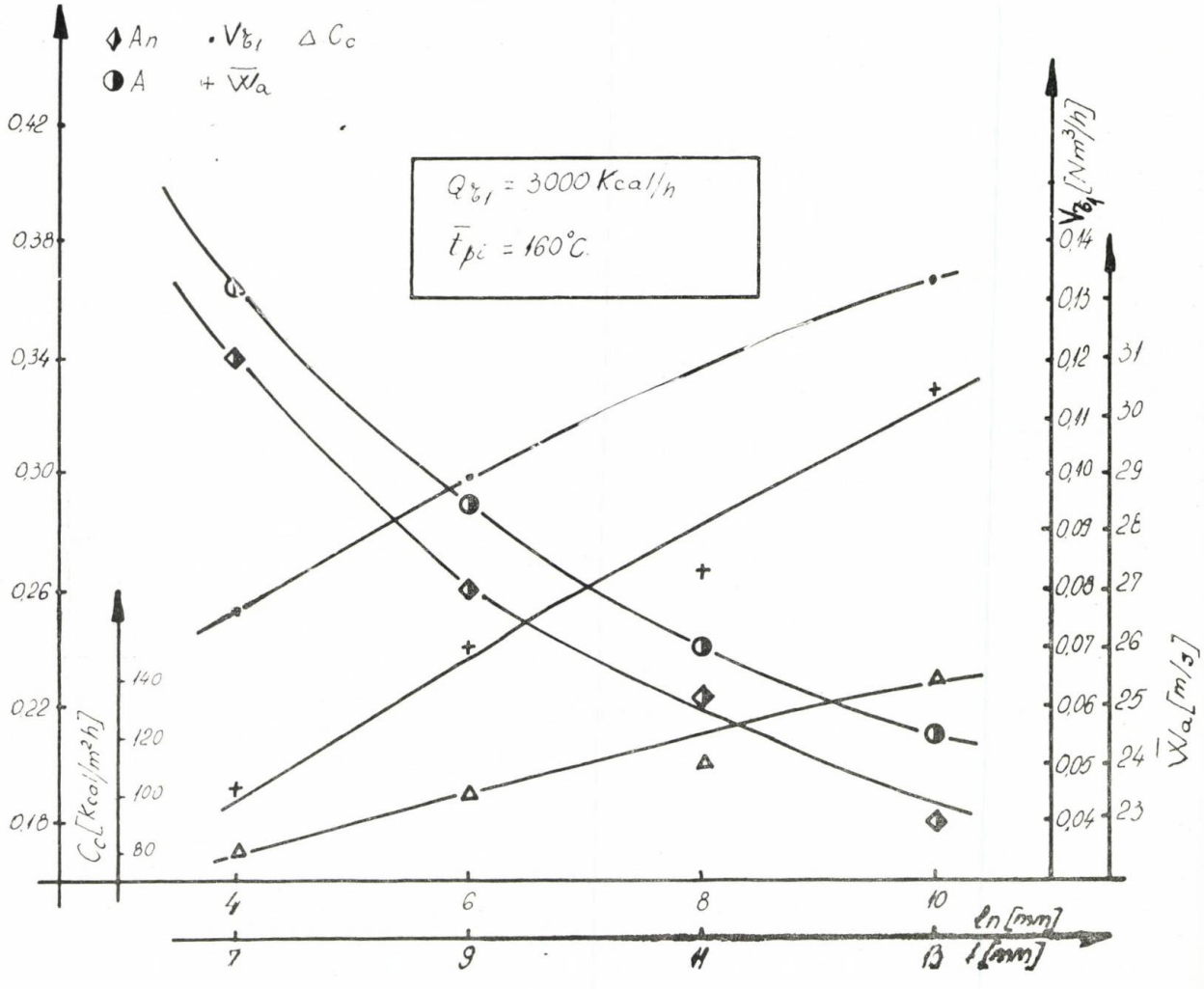


Fig. 3

plificat, cu ajutorul unui program de calcul rulat de un calculator numeric, condițiile de transfer de căldură la un cilindru nervurat cu pas sporit. Teoretic s-a impus condiția ca sistemul de nervurare să disipeze un flux orar de căldură pe cilindru Q_{τ_1} constant, care ar corespunde cilindrului modelului $\mathbf{M}_4$ (tab. 1), cu menținerea invariabilă a temperaturii medii a peretelui interior (t_{pi}).

Din figura 3 se observă că la mărirea distanței l_n dintre nervurile cilindrului, deși are loc o reducere însemnată a suprafeței nervurate A_n și a suprafeței totale de răcire A_{tot} pune în evidență o pîrghie interesantă pentru proiectarea de control al regimului termic. În acest sens, s-a dezvoltat și continuă să se dezvolte grupul de lucrări experimentale care urmăresc implicațiile unui pas sporit de nervurare a cilindrului asupra performanțelor motorului diesel răcit cu aer.

Cercetarea experimentală s-a desfășurat în laboratorul $\mathbf{L}_4$ al INMT organizat la catedra de motoare cu ardere internă din Institutul Politehnic București. Cercetarea s-a concentrat pe două modele funcționale de motoare diesel răcite cu aer, ambele cu doi cilindri, avînd

performanțele și dimensiunile fundamentale ale modelului $\mathbf{M}_4$ (tab. 1) și pe un motor diesel răcit cu aer din producția de serie avînd patru cilindri, ale cărui procedee de ardere și răcire trebuie considerate ca fiind optimizate în raport cu un anumit nivel de tehnică și tehnologie. Măsurările standard de moment motor, turație și consum orar de combustibil s-au efectuat pe un stand echipat cu o frînă Schenck (fig. 4a). Ele au fost completate cu

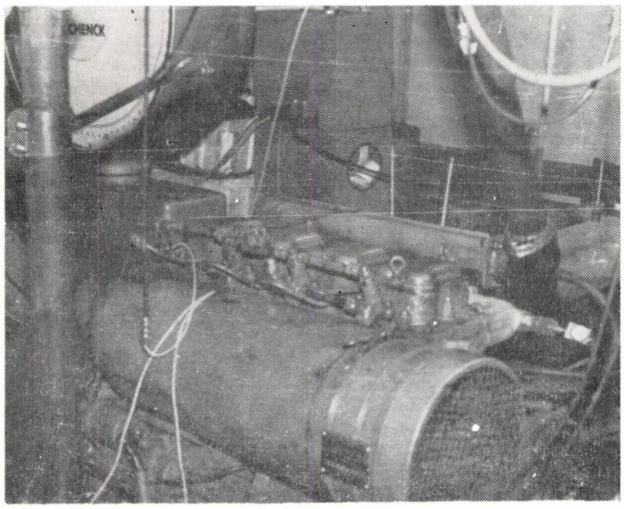


Fig. 4 a

un număr de măsurări care permit urmărirea proceselor de schimbare a gazelor și de ardere, a procesului de transfer de căldură în sistemul de răcire, precum și controlul regimului termic. In acest scop se determină parametri

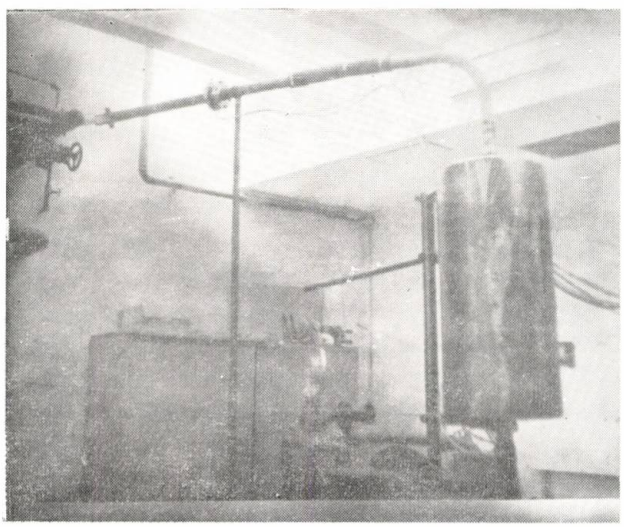


Fig. 4 b

care caracterizează procesele termice din cilindru : variația presiunii, gradul de umplere, coeficientul aerului de ardere, gradul de fum. Echipamentele utilizate sînt arătate în figura 4b (echipamentul pentru determinarea consumului de aer de tipul cu diafragmă, echipamentul pentru determinarea gradului de fum de tip Bosch, echipamentul pentru determinarea variației de presiune de tip AVL — Indicating System). Controlul presiunilor din conductă de

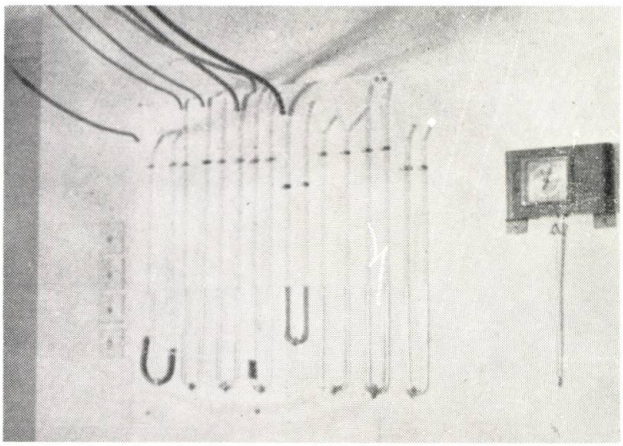


Fig. 4 c

admisiune și din carter s-a efectuat cu tuburi Pitot (fig. 4c). Regimul termic s-a determinat prin măsurarea temperaturii gazelor de eva-

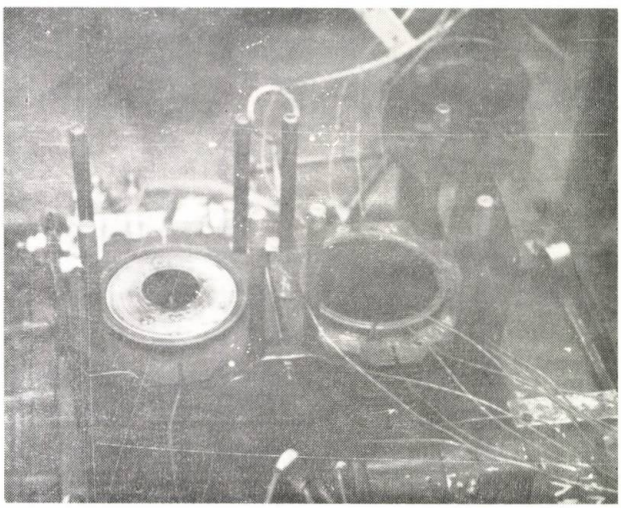


Fig. 4 d

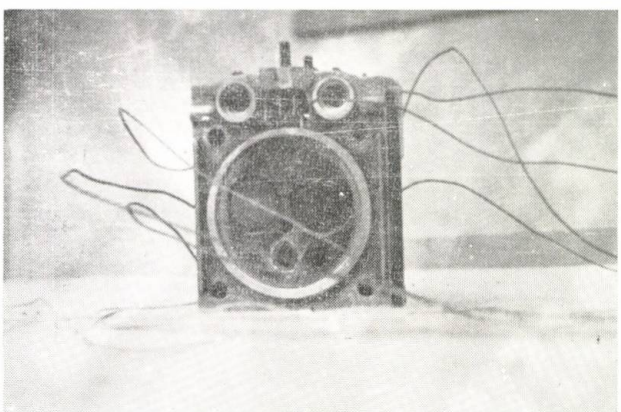


Fig. 4 e

cuare din fiecare cilindru, a temperaturii uleiului din carter precum și prin măsurarea temperaturii în 24 puncte caracteristice din cilindru

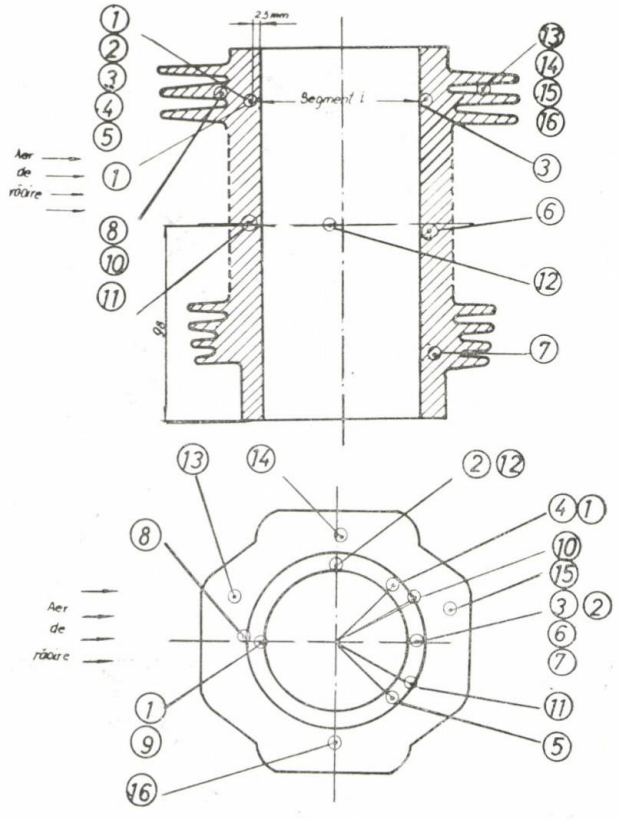


Fig. 4 i

și chiulasă (fig. 4d, e, i), prin intermediul a 24 termocuple, preparate și etalonate în cadrul laboratorului $\mathbf{L}_4$. Debitul și distribuția aerului

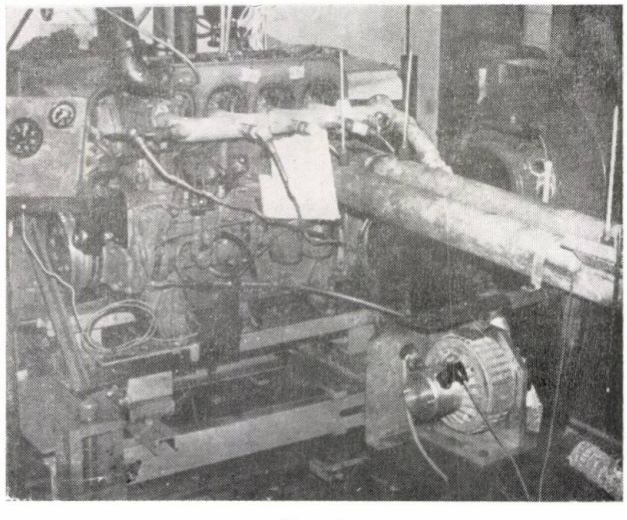


Fig. 4 g

de răcire, precum și fluxul de căldură preluat de aer de răcire s-au determinat în condiții specifice de funcționare „la cald" și „la rece", cu un echipament confecționat la laboratorul $\mathbf{L}_4$ (fig. 4g, h), alcătuit dintr-un număr adecvat de tuburi (între două și nouă tuburi), prevăzute cu termometre, anemometre și tuburi Pitot, Prandtl, care permit determinarea parametrilor aerului de răcire, prelevat din diverse zone caracteristice ale motorului (chiulasă ,partea superioară a cilindrului, partea inferioară a cilindrului, radiator de ulei). Au fost investigate un număr de regimuri de funcționare care se disting între ele prin sarcină și turație, regimurile caracteristice standard — putere con-

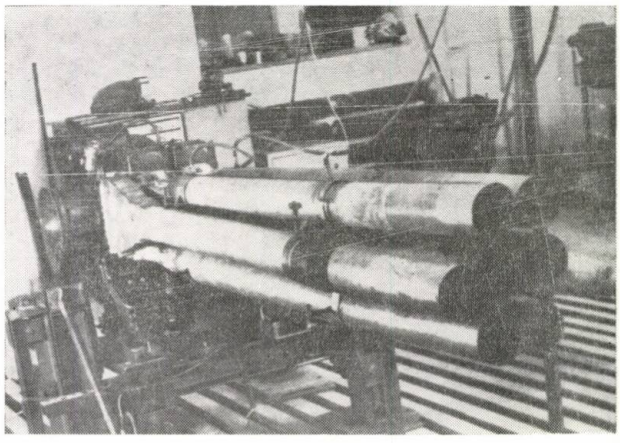


Fig. 4 h

tinuă A, B și putere intermitentă I la turația nominală — precum și un număr de regimuri găsite de autori ca interesante pentru ca să asigure, pe un domeniu larg de variație a turației, o doză invariabilă de combustibil pe ciclu sau un raport invariabil are/combustibil, pe ciclu.

S-a cercetat influența pasului de nervurare asupra regimului termic al motorului, folosind doi cilindri cu nervurație distinctă, unul cu distanța dintre nervuri $l_n = 4$ mm (pasul 7 mm), altul cu $l_n = 8$ mm (pasul 11 mm).

Debitul de aer care traversează nervurația cilindrului și debitul de căldură Q_{τ_1} se arată în figura 5. Incercările s-au efectuat cu suflantă proprie a modelului funcțional. Mărirea distanței dintre nervuri micșorează rezistențele gazo-dinamice de curgere, astfel încît cu aceeași suflantă debitul V_{τ_1} s-a dublat. In aceste condiții, aerul de răcire a preluat o cantitate suplimentară de căldură și anume cu 24% mai mult. Din cercetarea teoretică a rezulatat (fig. 3) că dacă $Q_{\tau_1} = ct$ și $E_{pi} = ct$, creșterea distanței dintre nervuri de la 4 la 8 mm pretinde o sporire a debitului de aer cu 53%. In-

trucît în încercarea experimentală debitul de aer a crescut într-o proporţie mai mare, iar Q_{τ_1} nu s-a menţinut constant, ar fi de aşteptat să se înregistreze o reducere a temperaturii

dru cu pasul de nervurare mai adecvat. In continuare, este important să se cerceteze dacă această soluţie, care avantajează proiectarea şi fabricaţia, nu introduce implicaţii ne-

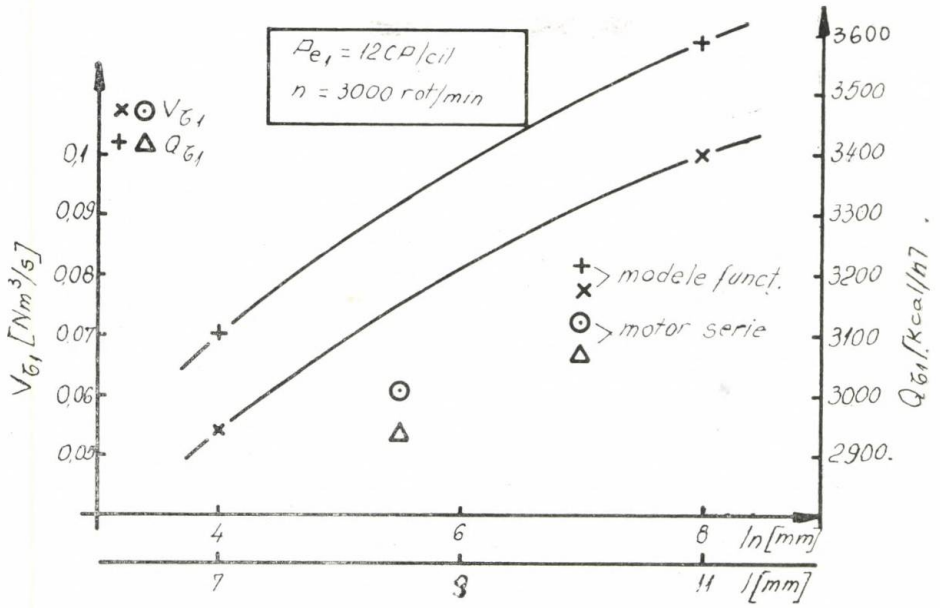


Fig. 5

medii a peretelui interior. Acest rezultat, prezis de cercetarea teoretică, este confirmat de experiment. Din figura 6 se observă că tempe-

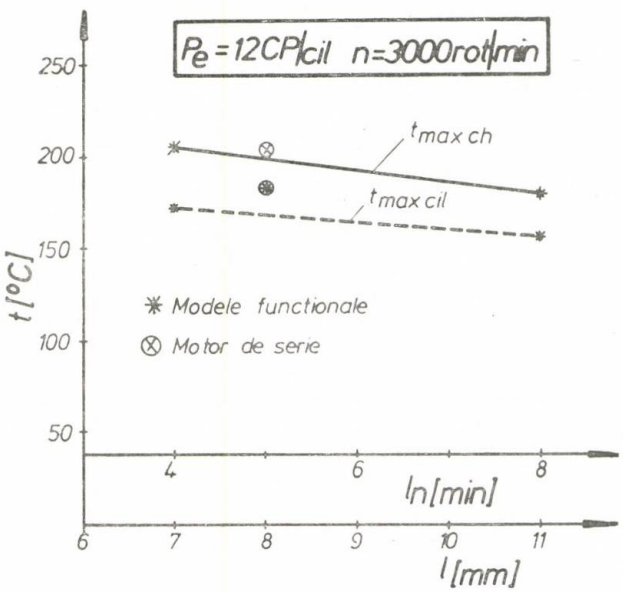


Fig. 6

ratura maximă a cilindrului, aleasă drept criteriu al nivelului de temperatură a organului, se reduce de la 173°C, la 157°C la dublarea distanţei dintre nervuri. Obţinînd o verificare a teoriei sîntem în măsură să realizăm un cilin-

dorite de natură mecanică (deformaţii, vibraţii, zgomote inadmisibile), precum şi căile de optimizare a pasului.

O cale directă de control al regimului termic se realizează prin variaţia debitului aerului de răcire refulat de suflantă. Dispunem astăzi de date insuficiente pentru a evalua efectul obţinut prin sporirea debitului de aer, de aceea a fost organizat un grup de cercetări adecvate. Experimentul a fost organizat astfel : s-a înlocuit ventilatorul propriu al motorului de tipul axial cu un ventilator independent, de tipul centrifug, debitul de aer refulat de ventilatorul independent a fost variat de la simplu la dublu. Drept criteriu al modificării nivelului regimului termic al organelor motorului s-a ales temperatura maximă a cilindrului şi a chiulasei. În figurile 7, 8 se arată variaţia celor diuă temperaturi şi a fluxului de căldură cu debitele de aer care răcesc independent cilindrul şi chiulasa motorului. Se observă că ritmul de scădere a temperaturii maxime a cilindrului este de 12—13° pentru fiecare 100 m³/h aer de răcire, iar ritmul de scădere a temperaturii maxime a chiulasei este de 15—16° pentru fiecare 100 m³/h aer de răcire. În ansamblu, pentru un cilindru, creşterea debitului de aer cu 200 m³/h conduce la un consum sporit de

putere de 0,026 ... 0.076 CP, astfel încît soluţia apare ca eficientă, dar trebuie optimizată.

Cea de-a doua cale fundamentală de control al solicitărilor termice constă în sporirea ciclului funcţional al motorului. În acest fel se

Micşorarea debitului de căldură se reflectă favorabil asupra nivelului temperaturilor de funcţionare ale principalelor organe solicitate termic. În figura 10 au fost reprezentate variaţiile temperaturilor maxime măsurate în chiu-

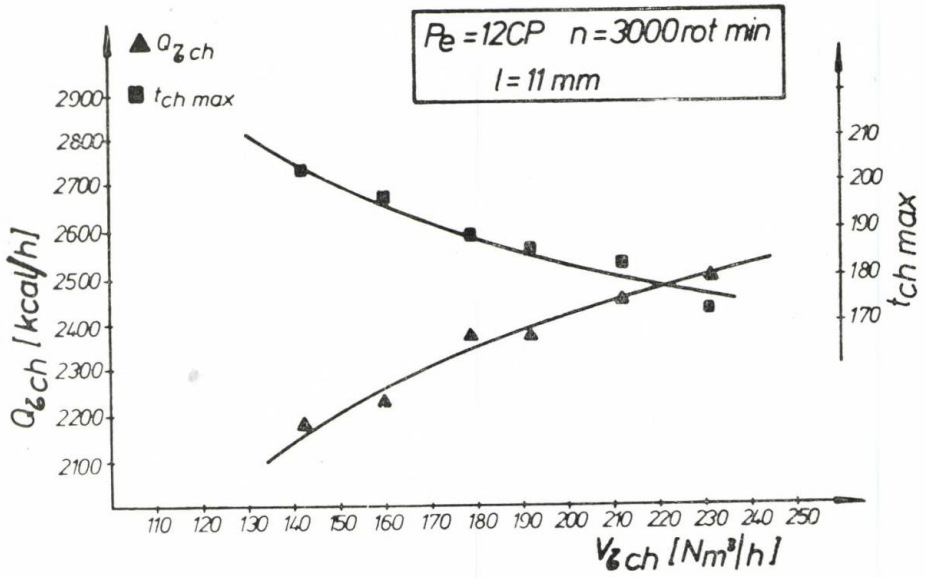


Fig. 7

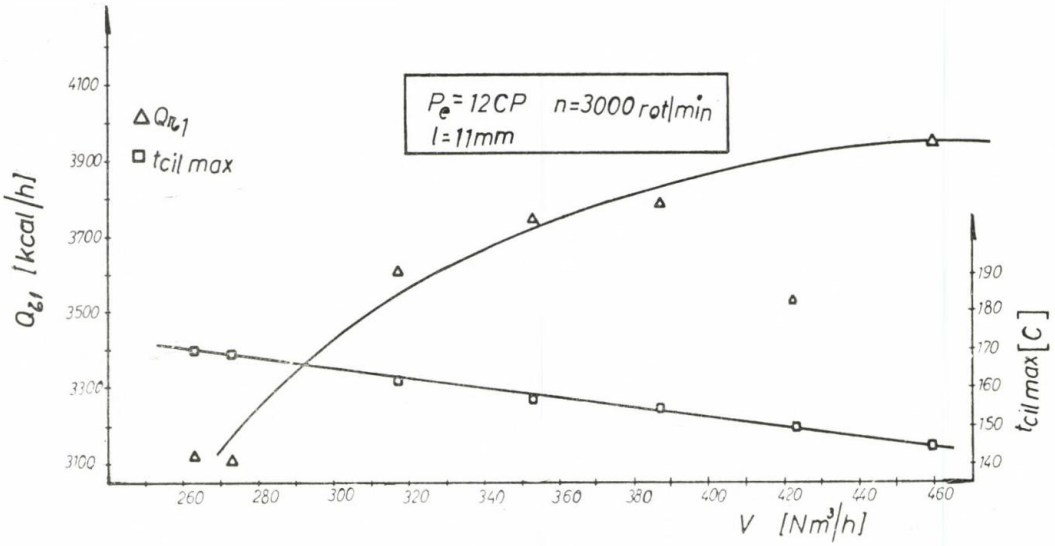


Fig. 8

poate realiza aceeaşi presiune medie efectivă (putere efectivă), cu o doză mai mică de combustibil pe ciclu ; debitul de căldură pe unitatea de timp, care trebuie evacuat prin sistemul de răcire, se micşorează.

Rezultatele obţinute cu cele trei motoare cercetate sînt, în acest sens, ilustrative : prin reducerea consumului specific efectiv de combustibil cu 20%, se obţine o reducere a debitului orar de căldură evacuată pe cilindru, $Q_{\tau 1}$, cu circa 15% (fig. 9).

lasă şi cilindru, în funcţie de consumul specific efectiv de combustibil, la un regim egal de putere şi turaţie. La motorul model funcţional **A** s-a obţinut, prin reducerea consumului specific de la 270 la 230 g/CPh (20%), o scădere spectaculoasă a temperaturii chiulasei, de la 280 la 220°C (cca. 12%). Rezultatele obţinute cu motorul model funcţional **B** se înscriu pe aceleaşi curbe de variaţie. Motorul de serie ilustrează aceeaşi influenţă dar sub o altă formă: prin acceptarea unor limite ale temperatu-

rii maxime în chiulasă și cilindru aproape egale cu ale modelului funcțional **B**, a devenit posibilă reducerea suprafeței totale de transfer de căldură, ceea ce evidențiază evaluînd fluxul de căldură (fig. 5) și densitatea fluxului termic în funcție de suprafața de răcire (fig. 11).

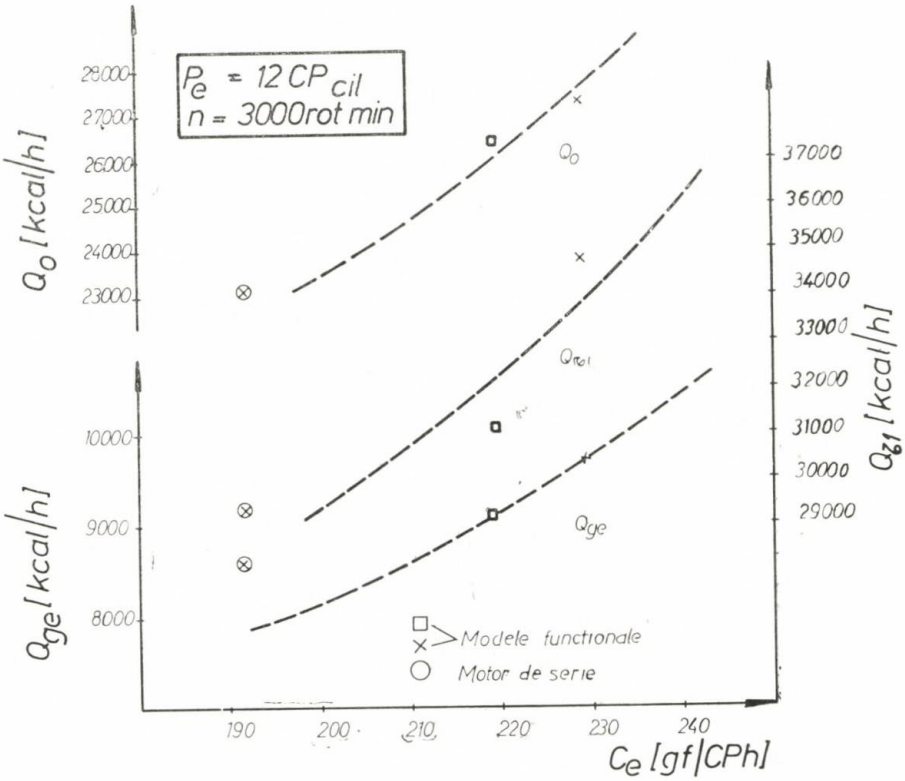


Fig. 9

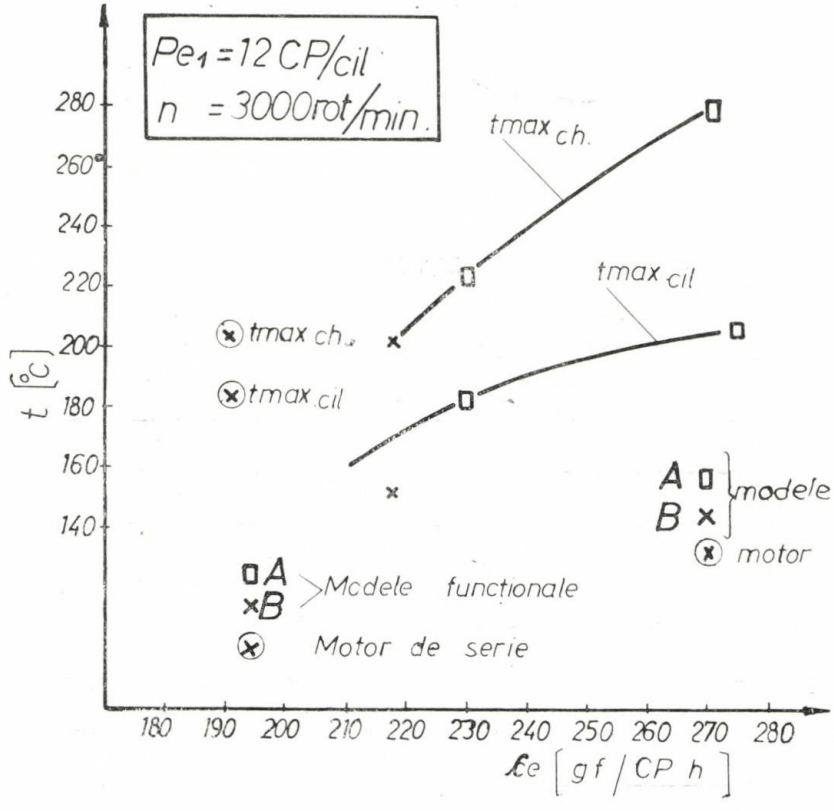


Fig. 10

Aceste influențe se mențin desigur în condiții în care puterea pe cilindru P_{e1} (sarcina) variază (fig. 12) cu importante implicații asupra limitelor acceptabile de tarare : motorul de

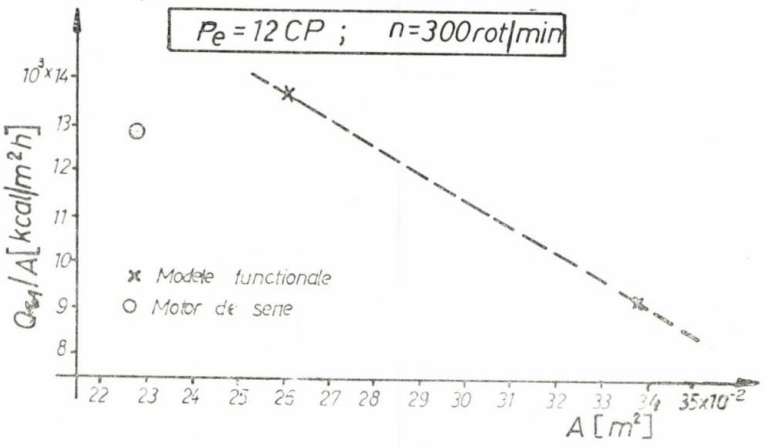


Fig. 11

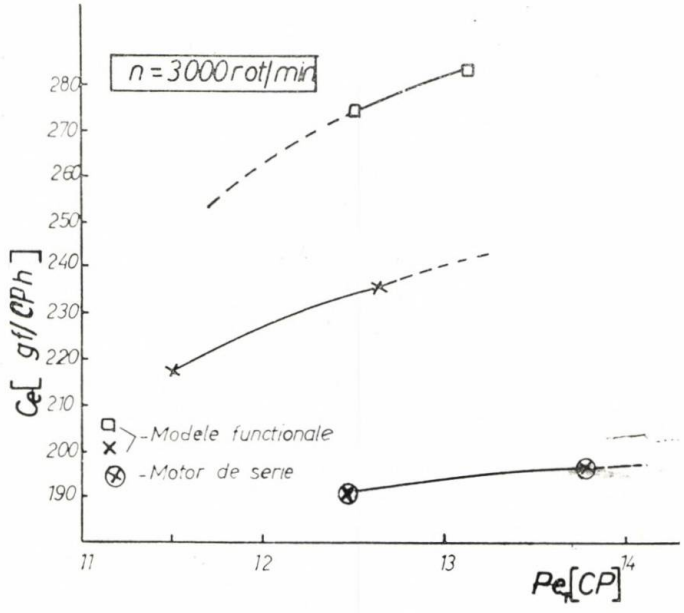
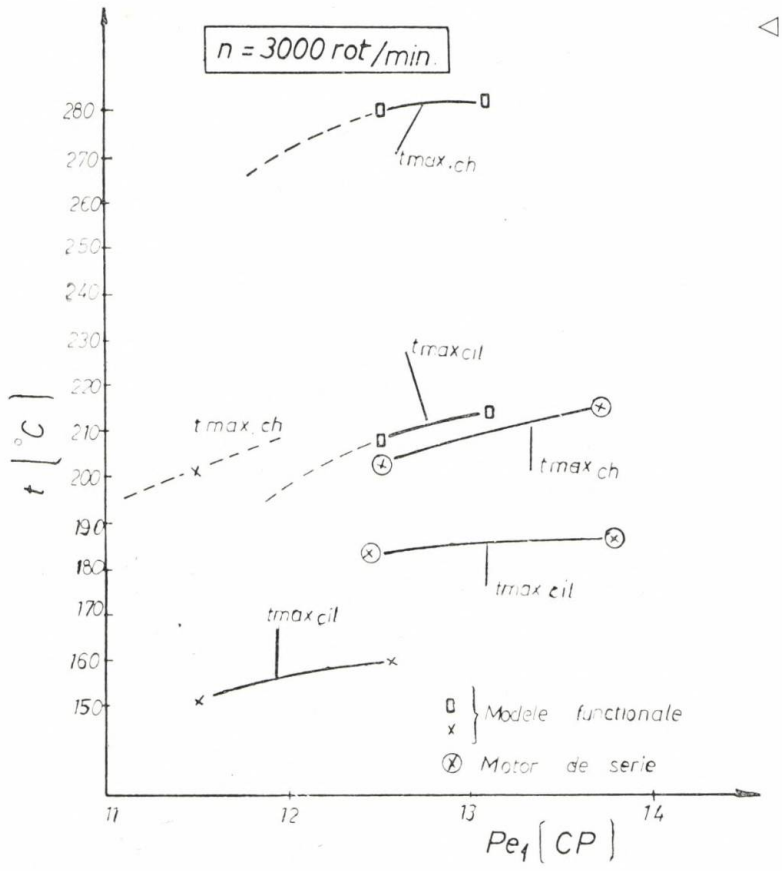


Fig. 12

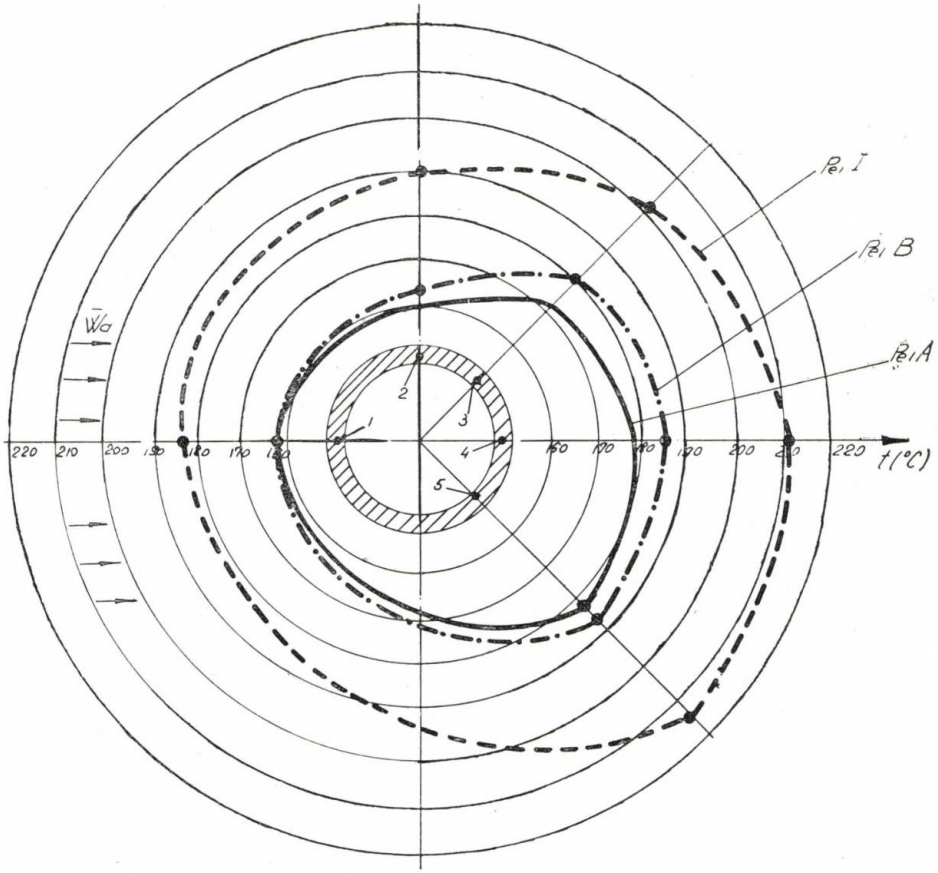
Tabelul 1

Parametrul	Modelul				
	M_0	M_1	M_2	M_3	M_4
P_{e1}[CP/cil]	13,33	12	12	12	12
n [rot/min]	2400	3000	3000	3000	3000
D [mm]	95	95	95	95	95
S [mm]	110	84,8	95	97,2	100
P_e [daN/cm²]	6,42	6,0	5,35	5,23	5,084
$\overline{K}_q$ [Kcal/cm²h]	6,82	6,0	5,47	5,37	5,25
K_q [Kcal/cm²h]	7,105	6,0	5,66	5,6	5,51
$K_q/\overline{K}_q$	1,042	1,0	1,035	1,042	1,049

◁ Fig. 13



◁ Fig. 14 a



P_{eIA} = 12 CP/cil, P_{eIB} = 13 CP/cil – n = 3000 rot/min

P_{eII} = 12,1 CP/cil – n = 2200 rot/min

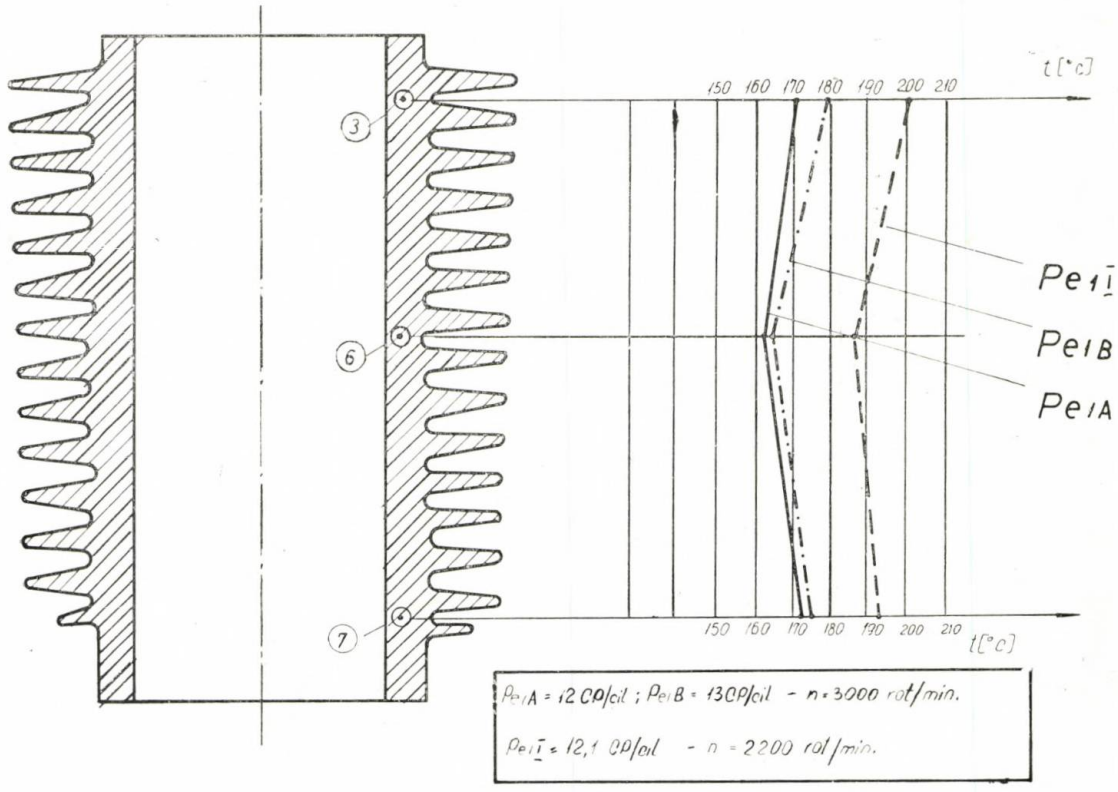
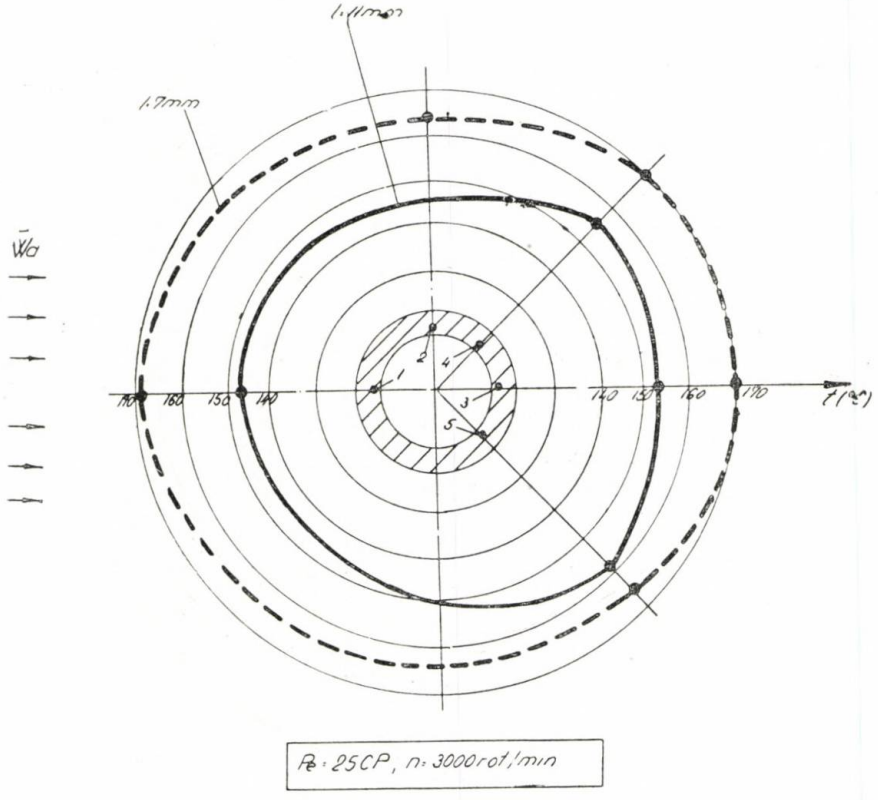


Fig. 14 b



Model functional - Suflanta proprie

Fig. 15

serie, caracterizat prin consumurile specifice cele mai mici, a putut fi tarat la o putere pe cilindru superioară, în condițiile limitării la nivele acceptabile a temperaturilor maxime de funcționare a chiulasei și cilindrului (fig. 13).

Figura 14a reprezintă epura distribuției temperaturilor de funcționare din cilindru, la nivelul primului segment de compresie în poziția p.m.i., pentru motorul de serie. Trecerea de la regimul puterii continue *A* la puterea continuă *B* se manifesta printr-o modificare de temperatură relativ redusă, dar mărirea în continuare a puterii pînă la regimul intermitent I se remarcă printr-un salt important de temperatură, de 20÷25°C. Se observă, de asemenea, neuniformitatea distribuției temperaturii pe contur.

La același motor, variația temperaturii pe generatoarea cilindrului (fig. 14b) se distinge prin prezența unui minim în zona centrală, mai accentuat la regimurile de putere intermitentă.

Măsurătorile de temperatură efectuate cu motorul model funcțional **B** au evidențiat avantajul pasului nervurilor **11** față de pasul **7**, sub aspectul reducerii temperaturii de funcționare pe conturul cilindrului (fig. 15). Totodată, se înregistrează și o oarecare accentuare a neuniformității distribuției temperaturii, dar care nu depășește pe cea înregistrată la motorul de serie.

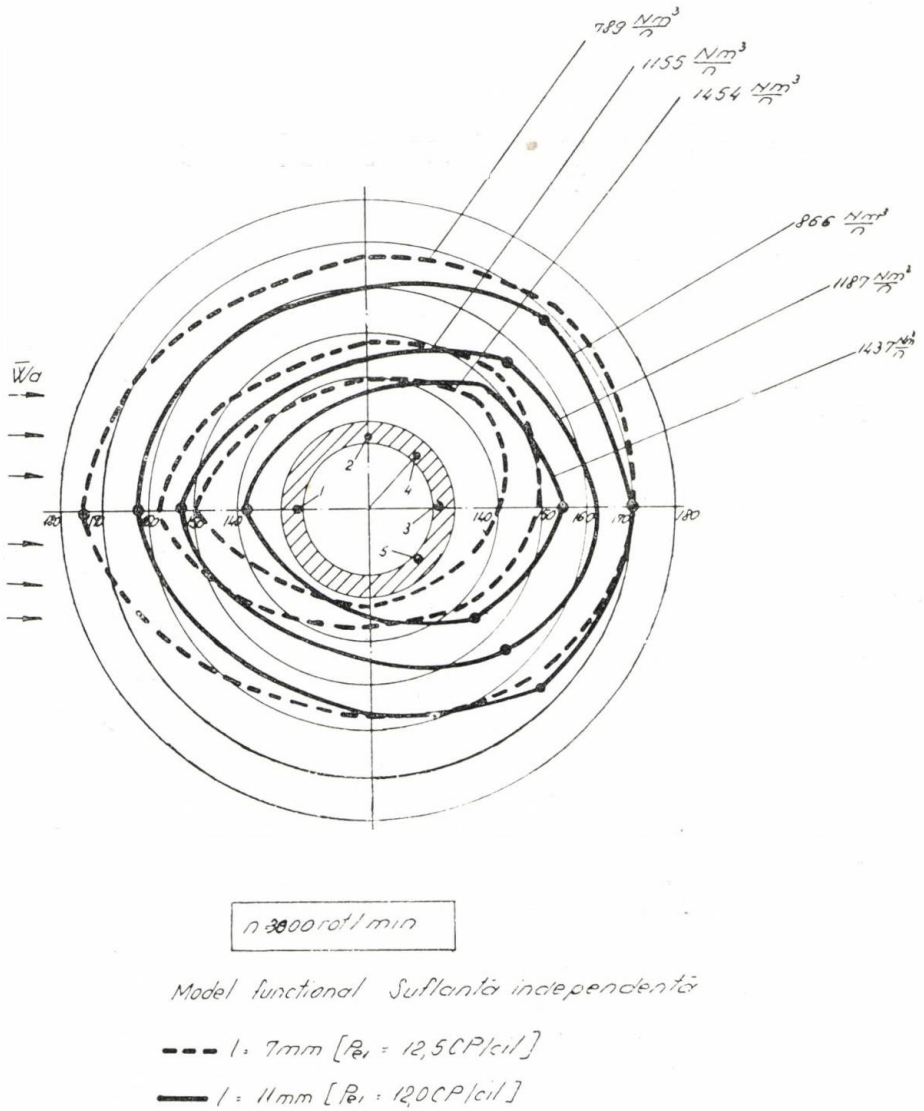


Fig. 16

Cercetările efectuate cu suflantă antrenată independent au arătat, pe de altă parte, existența unor influențe mai complexe. Dacă în domeniul debitelor mici de aer de răcire, con-

tatările anterioare se verifică, în domeniul debitelor mari distribuția temperaturii pe contur se modifică sensibil, și pe o porțiune din circumferință, temperatura la pasul **11** devine mai mare decît la pasul **7.** Neuniformitatea distribuției temperaturii pe contur, apreciată prin diferența între temperaturile maximă și minimă pe contur, rămîne însă practic neschimbată (fig. 16).

Concluzii

1. Cercetările efectuate pînă în prezent evidențiază dependența transferului de căldură la motorul răcit cu aer față de un număr de factori, a căror optimizare trebuie realizată în interdependența lor.

2. Rezultatele obținute pînă în prezent subliniază aportul cercetării la elaborarea unor soluții constructive de mare interes pentru nivelul performanțelor familiei de motoare în curs de proiectare, preocupările ei pentru finalizare sub aspect aplicativ, în concordanță cu deziderатul de eficiență economică ridicată.

CZ : 621 : 65/.69 : 662.7

Pompa de injecție pentru metanol

Prof. dr. ing. Mircea **ZUGRĂVEL** ș.l. dr. ing. Radu **GAIGINSCHI** — Institutul Politehnic Iași

Introducere

Formarea amestecului în interiorul cilindrului, prin injecție directă, în cazul combustibililor ușori, reclamă adoptarea unor soluții constructive particulare în realizarea echipamentului de injecție, complicațiile fiind determinate în special de lipsa calităților de ungere la acești combustibili. De pildă, în cazul injecției directe a benzinei, nu s-a impus, pînă în momentul de față, o construcție de echipament de injecție care să satisfacă concomitent toate cerințele legate de uzură, siguranță în funcționare, preț de cost, realizarea unor presiuni de injecție ridicate, motive care au limitat extinderea acestui mod de formare a amestecului.

Trecerea motoarelor la funcționarea pe combustibili sintetici, în speță metanolul, pune probleme deosebite în construcția echipamentului de injecție deoarece, metanolului, nu numai că îi lipsesc total proprietățile de lubrifiant, dar nici nu este solvent pentru uleiurile utilizate în motoare. Dacă adăugăm la asta faptul că pentru a realiza amestecul aer-metanol sînt necesari parametri înalți de injecție, apare clar că nici un echipament actual, pentru injecția directă a combustibilului, nu ar răspunde cerințelor funcționării cu metanol.

Totuși, studierea injecției directe a metanolului este interesantă, în primul rînd, pentru că este singura soluție prin care se poate utiliza metanolul la motoarele cu aprindere prin comprimare și, în al doilea rînd, pentru că duce la realizarea unor performanțe superioare, față de cele obținute în cazul carburației, la motoarele cu aprindere prin scînteie.

Fără a avea pretenția de a rezolva total problema injecției directe a metanolului, în lucrare se prezintă o construcție de pompă de injecție, de concepție proprie, în două variante, destinată să echipeze motorul **M-207** (ARO L—25). Totodată, se dau și unele din rezultatele obținute la experimentarea echipamentului de injecție și a motorului **M—207** alimentat în varianta prezentată.

Deoarece injecția directă necesită presiuni de lucru mari, s-a adoptat, pentru pompare, soluția pompei cu piston profilat. Dar funcționarea unei asemenea pompe de injecție poate decurge satisfăcător numai în cazul cînd accesul metanolului în zona de lucru a perechilor cilindru-piston profilat, care formează secțiunile de pompare, este împiedicat. O asemenea situație se poate materializa printr-o construcție bazată pe principiul prezentat în figura 1, și anume, introducînd un element cu rol se-

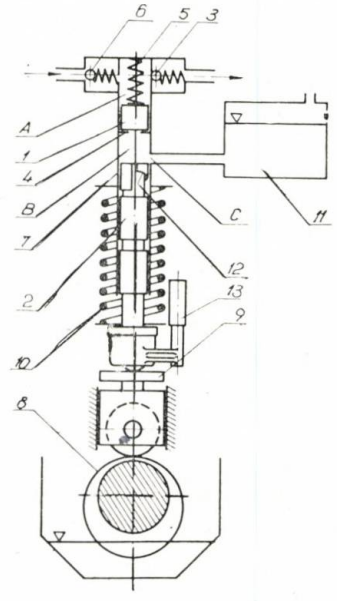


Fig. 1

parator între spațiul de pompare **A**, prin care se vehiculează benzina, și spațiul **B**, în care lucrează pistonul profilat al pompei de injecție.

Elementul separator **1**, de tip mobil, realizează, prin deplasarea sa, variația periodică a volumului spațiului de pompare, pistonul profilat **2** al pompei de injecție rămînînd numai cu rol de acționare a elementului separator 1.

Evident, funcționarea unui astfel de sistem de pompare este posibilă, numai dacă spațiul de lucru **B** al pistonului profilat **2** se menține, tot timpul, plin cu un lichid tampon. Cu rol de lichid tampon se utilizează uleiul, care asigură totodată și ungerea corespunzătoare a suprafețelor de frecare dintre pistonul profilat și cilindrul său.

Descriere

Pe baza principiului expus, s-a realizat, într-o primă variantă, construcția unei pompe de injecție cu patru secțiuni de pompare, o vedere în secțiune transversală prin aceasta fiind prezentată în figura 2.

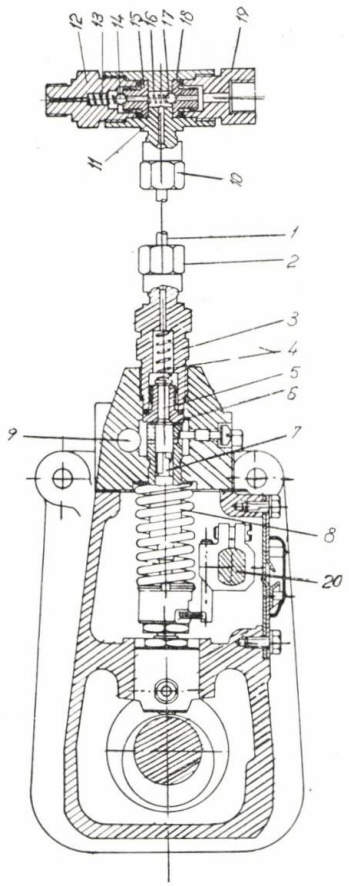


Fig. 2

Pentru partea de acționare, s-a folosit corpul unei pompe de injecție din fabricația curentă. Elementul separator **5** s-a plasat în locul supapei de refulare a pompei. Pomparea metanolului se face printr-o capsulă de formă paralelipipedică, cîte una pentru fiecare cilindru, care conține supapa de admisie **17** și cea de refulare **14**. Variația de volum necesară pompării, creată prin deplasarea elementului separator 5, se transmite printr-o conductă de înaltă presiune **1**.

Metanolul se aduce, printr-o conductă comună, la racordurile **19**, iar refularea către injectoare se face prin racordurile **19**. Evident,

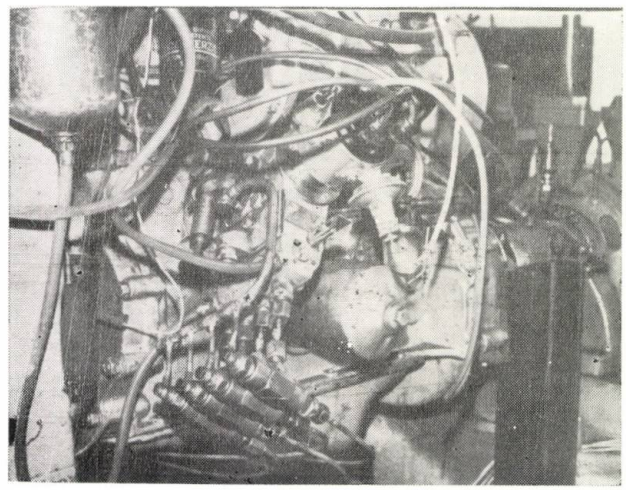


Fig. 3

cursa de pompare a elementului separator **5** este direct legată de cursa activă a pistonului plonjor **7**, prin intermediul tamponului de ulei, alimentat în canalul **9** aflat în legătură cu un rezervor compensator exterior. Ca atare, reglarea debitului ciclic de metanol se face prin același tip de comandă ca și la pompa de injecție normală, adică, prin deplasarea cremalierei **20**.

Atît regimul crescut de turație, cît și considerente legate de mărirea perioadei unghiulare necesare efectuării injecției, au impus acționarea pistonului profilat cu o camă de tip excentric. Antrenarea pompei pe motor s-a făcut prin intermediul distribuitorului de aprindere, printr-o adaptare simplă. Alte detalii de montaj sînt vizibile în vederea de ansamblu din figura 3.

Experimentarea pompei pe standul de injecție și în funcționare pe motor a condus la restudierea unor soluții constructive vizînd funcționalitatea și gabaritul. Avîndu-se în vedere eliminarea deficiențelor observate la varianta de pompă prezentată anterior, s-a proiectat și realizat o altă pompă de injecție bazată tot pe principiul funcțional prezentat în figura 1.

În figura 4 și figura 5 se prezintă secțiuni caracteristice prin ansamblul pompei de injecție și anume: în figura 4— o secțiune prin axul pistonului plonjor, perpendiculară pe axa arborelui cu came, iar în figura 5 — o secțiune

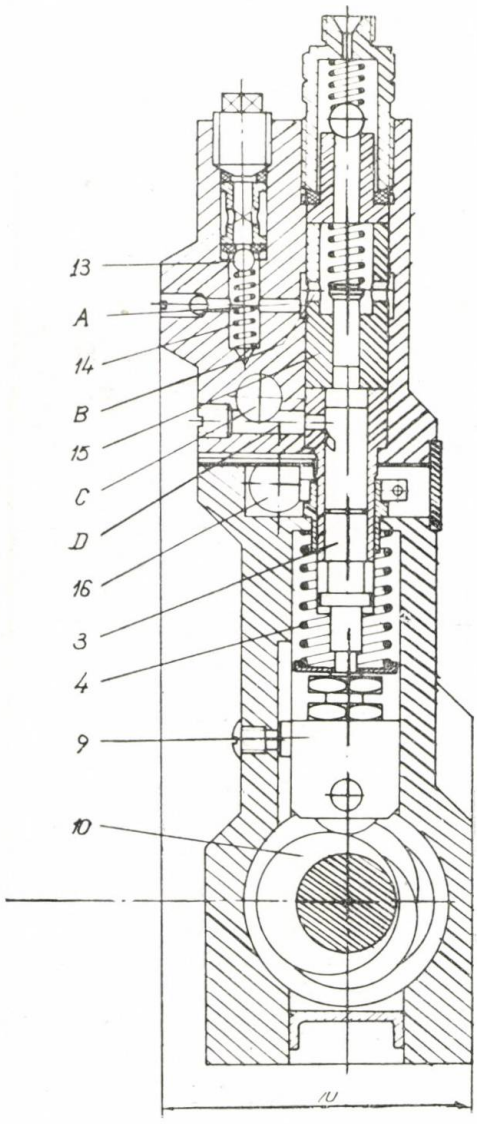


Fig. 4

longitudinală cuprinzînd axa arborelui cu came. După cum se observă, fiecare secțiune de pomparea este alcătuită din două părți distincte și anume: o parte care asigură pomparea metanolului și o parte prin care se exercită acționarea în vederea pompării.

Partea prin care se asigură pomparea metanolului este constituită din elementul separator **1**, supapa de aspirație **13** și supapa de refulare **6.** Eelementul separator mobil **1** și cele două supape **13** și **6** închid spațiul de pompare al metanolului și sînt menținute în poziție limită de repaus prin resorturile elicoidale **14** și **7.**

Acționarea, în vederea pompării, se face de la pistoanele profilate **3**, mișcarea fiind primită de la arborele cu excentric **10**, prin intermediul tacheților **9**, contactul permanent între aceste piese fiind menținut cu ajutorul resorturilor 4.

Elementul separator mobil **1** se deplasează, în cursa de pompare, sub acțiunea pistonului profilat **3**, forța de acționare fiind transmisă prin intermediul uleiului care umple spațiul tampon, iar în cursa de aspirație sub acțiunea resortului **4**. Piesele pompei de injecție au fost grupate compact în două corpuri, cel superior, **12**, conținînd sistemele hidraulice de pompare, iar cel inferior, **11**, conținînd sistemele de acționare mecanică. În peretele corpului superior **12** se află practicat orificiul de transfer **D** prin care spațiul tampon poate comunica cu canalul **C**, racordat la un rezervor exterior de ulei.

Prin deplasarea cremalierei **16** se poate realiza rotirea, în jurul axei proprii, a pistonului plonjor **3** și astfel se poate modifica fracțiunea din cursa acestuia în lungul căreia orificiul de transfer **C** rămîne obturat. Se modifică astfel mărimea cursei active a pistonului **3** și, în aceeași măsură, cursa elementului separator mobil **1**, care, la rîndul ei, determină modificarea cantității de metanol pompată la fiecare cursă. Aspirația metanolului se realizează dintr-un canal practicat în lungul corpului superior **1**, canal racordat la pompa de alimentare de joasă presiune, montată pe corpul inferior **1** prin prezoanele **17**. Compactizarea canalizațiilor din corpul superior **12**, cît și redistribuirea volumelor în corpul inferior **11** a permis o reducere sensibilă a gabaritului pompei de injecție concomitent cu micșorarea greutății.

Pentru cuplare la motorul **M 207 — ARO,** s-a prevăzut o transmisie prin curea dințată de la arborele motor folosind ca întinzător roata de antrenare a alternatorului.

Experiențe

Experiențele au urmărit determinarea parametrilor specifici funcționării aparaturii de injecție: debit ciclic, uniformitatea debitului ciclic, gama turațiilor de lucru, modificarea debitelor ciclice cu turația, stabilitatea debitelor. De asemenea, s-a urmărit uzura pieselor sistemului de pompare, impurificarea uleiului din rezervorul tampon al pompei cu metanol cît și pătrunderea uleiului în circuitul de metanol. Incercarea pompelor de injecție s-a efectuat cu injectoare mecanice cu acționare hidraulică de construcție proprie, presiunea de deschidere a supapei fiind reglată la 100 kgf/cm^2.

In figura 6 se prezintă variația debitului ciclic cu turația pentru diferite poziții ale cremalierei pompei, indicîndu-se, totodată, pe fiecare curbă, gradul maxim al neuniformității debitării ciclice. Rezultatele experimentale din

asemenea, variația cu turația debitelor se datorește reducerii coeficientului de umplere a pompei, ca urmare a măririi rezistențelor hidrodinamice prin supapa de aspirație, odată cu creșterea vitezelor de curgere.

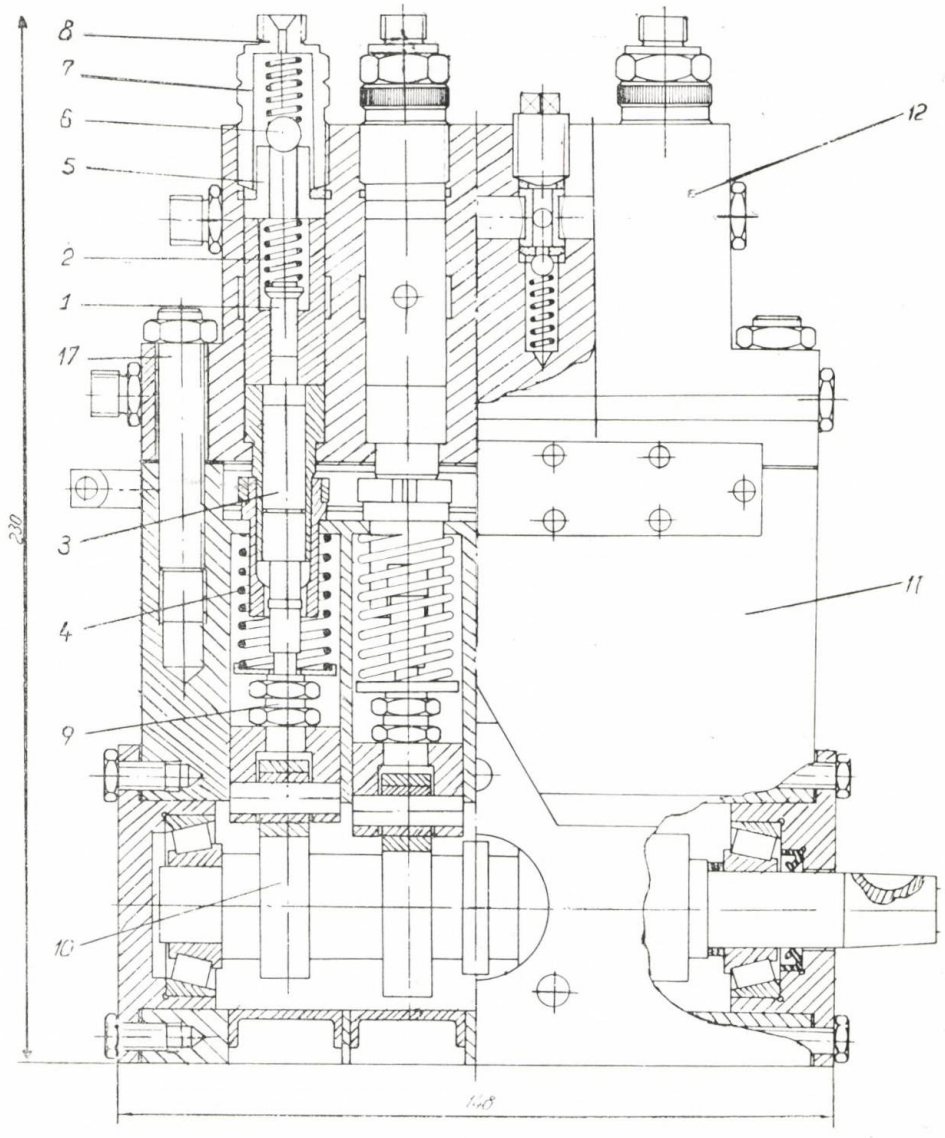


Fig. 5

figura 6 se referă la o singură secțiune de pompare, pentru prima variantă de pompă de injecție. După cum se observă, alura curbelor de debit ciclic în funcție de turație corespunde cerințelor motorului, urmărind sensul de modificare a caracteristicii de cuplu, acest fapt simplificînd funcțiile regulatorului de debit în sarcină totală și parțială.

La sarcini mici, însă, descreșterea debitelor cu mărirea turației nu mai este atît de pronunțată, sistemul necesitînd corector de debit. De

Incercările la standul de injecție au evidențiat că la prima variantă de pompă, există instabilități mici, în timp, în ceea ce privește uniformitatea debitării pe toate cele 4 secțiuni de pompare. S-a constatat că aceasta provine din execuția defectuoasă a traiectului de aspirație, format, după cum s-a mai spus, dintr-o conductă exterioară de la care se alimentează fiecare capsulă de pompare. La cea de-a doua variantă de pompă, deficiența menționată s-a eliminat prin egalizarea și scurtarea

dimensiunilor traiectelor de aspirație către fiecare secțiune de pompare, conducta de alimentare fiind practicată direct în corpul superior al pompei.

După circa 30 ore efective de funcționare, atît pe standul de injecție cît și pe motor, s-a procedat la demontarea pieselor pompei de injecție pentru a se pune în evidență uzurile.

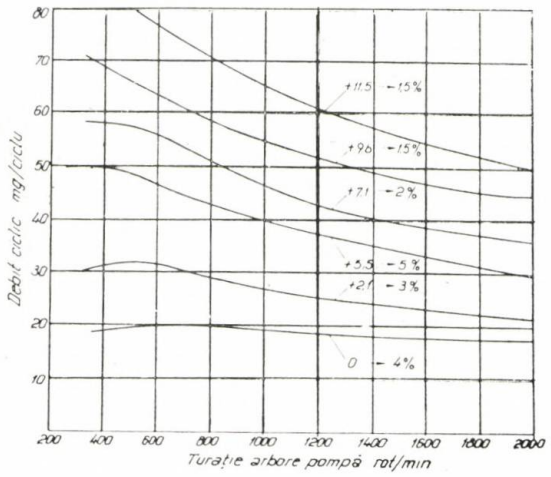


Fig. 6

Cu acest prilej s-a constatat că uzurile pistonului plonjor de acționare a uleiului au fost mai mici decît în cazul unei pompe similare de tip diesel la o durată egală de funcționare. Uzurile elementelor separatoare se încadrează în normele obișnuite ale aparaturii de injecție diesel.

Nu au fost observate impurificări cu metanol ale uleiului din rezervorul tampon, aceasta datorîndu-se faptului că pe tot parcursul ciclului de injecție presiunile în partea inferioară a elementului separator sînt superioare celor din spațiul de pompare. Din acest motiv și uzurile cuplului de frecare element separator-bucșă sînt reduse.

Incercările motorului în varianta injecție directă a metanolului s-au făcut la turații și cupluri constante la plină admisie a aerului, reglajul debitului de combustibil fixîndu-se manual, pentru realizarea dozajului de putere maximă, la fiecare regim de funcționare.

Antrenarea pompei de injecție prin distribuitorul de aprindere nu prezintă siguranță, fiind prea puțin robustă. In plus, din cauza neuniformității ciclice a vitezei de rotație a arborelui pompei, apar puternice eforturi tangențiale care scot din uz, într-un timp relativ scurt, întregul ansamblu. Deficiența a fost înlăturată în cazul celei de a doua variante de pompă, acționarea ei făcîndu-se prin curea dințată de la o roată montată în partea frontală a arborelui cotit.

Concluzii

1. Pompele de injecție realizate în cele două variante, pe baza principiului elementului separator, satisfac condițiile injecției la presiune relativ înaltă a metanolului direct în camera de ardere a motorului, permițînd totodată dozarea cu finețe a cantității injectate funcție de sarcină.

2. Valorile debitelor ciclice și gama turațiilor de funcționare ale pompei satisfac cerințele impuse de echiparea pe motorul M—207 — ARO.

3. Alura descrescătoare a debitelor ciclice cu creșterea turației constituie un element ce simplifică construcția regulatorului pompei, nemaifiind necesară prezența unui corector de debit în domeniul sarcinilor mari.

4. Sistemele de pompare descrise, prin proprietățile menționate, pot fi utilizate cu rezultate bune la echiparea motoarelor policarburant.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.:* Pompe de injecție pentru benzină. Brevet R.S.R.

CZ : 621.822 : 629.135

Tendințe noi în construcția lagărelor pentru turboreactoarele de aviație

Dr. ing. Alexandru **NICA**, ing. Ion **IONESCU** — I.N.M.T. București

Introducere

Mașinile moderne de turație ridicată (turbomotoare, turbosuflante, giroscoape, ultracentrifuge etc.) implică utilizarea unor lagăre cu rostogolire, capabile să funcționeze satisfăcător în condițiile impuse, performanță greu de realizat doar cu scurt timp în urmă. În atingerea acestei performanțe, pe lîngă rezolvarea problemelor lagate de lubrifianții și materialele utilizate, au trebuit abordate aspecte intrinseci, legate de construcția, cinematica, dinamica și tribologia rulmenților.

Astfel, soluțiile obișnuite privind distribuția sarcinilor în interiorul rulmenților, presupune deplasările căilor de rulare interioare și exterioare ca fiind paralele și că modificările unghiului de contact al elementelor de rulare pot fi neglijate, în afara sarcinilor pur

axiale ; totodată nu se luau în considerație — în mod corect — modificările de comportament antrenate de modificarea valorii jocurilor. Din aceste motive, teoriile clasice devin inutilizabile pentru turațiile foarte ridicate, la care elementele neglijate, amintite mai sus, devin importante și conduc la modificări substanțiale ale spectrului de încărcare.

În cele ce urmează se schițează o metodă capabilă să furnizeze, prin soluții numerice, distrbuția solicitărilor interne, cu luarea în considerație a :

- deformațiilor elastice ale arborelui și structurii suport ;
- deformațiilor căilor de rulare, atunci cînd este necesar ;
- mișcărilor relative ale elementelor de rulare, încărcării lor centrifugale și momentelor giroscopice caracteristice turațiilor ridicate ;
- modificărilor contactelor unghiulare.

Pe lîngă o mai precisă distribuție a încărcărilor, metoda permite și o mai corectă evaluare a rezistenței la oboseală și, prin stabilirea comportamentului elastic pentru toate gradele de libertate, se pot determina cu mai multă exactitate turațiile critice și fenomenele de vibrație. Prin neglijarea efectelor dinamice, a modificărilor contractului unghiurilor, a jocurilor interne și presupunînd deplasările căilor de rulare ca fiind paralele, se regăsesc soluțiile clasice, drept cazuri particulare.

Schițarea metodei exacte de evaluare a comportării dinamice.

În figura 1 se reprezintă schematic un sistem de rulmenți cu bile și role pe un ax ; se poate considera orice număr arbitrar i de rulmenți, fiecare raportat la axe proprii de coordonate, x, y_i ,z_i , axa x fiind întotdeauna axul. De asemenea, se consideră un număr arbitrar m de puncte, unde acționează forțele și momentele, cărora li se asociază un sistem propriu de cordonate, x ; y_m , z_m.

Deplasările și momentele se scriu în raport cu un punct arbitrar O de pe arbore (a cărui axă este unica axă x) și avînd în vedere că al șaselea grad de libertate al sistemului se poate neglija, rotația arborelui fiind în jurul său (cum de altfel se poate, neglija și deplasările rezultînd din această mișcare), se pot scrie următoarele relații pentru deplasările căii interioare de rulare, față de cea exterioară :

$$\left.\begin{aligned} s'_{1i} &= s_1 + s''_{1i} \\ s'_{2i} &= s_2 + l_i s_5 + s''_{2i} \\ s'_{3i} &= s_3 + l_i s_4 + s''_{3i} \\ s'_{4i} &= s_4 + s''_{4i} \\ s'_{5i} &= s_5 + s''_{5i} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$s_{1i} \ldots . s_{5i}$ fiind deformațiile inițiale, datorate preîncărcărilor, imperfecțiunilor de aliniere etc.

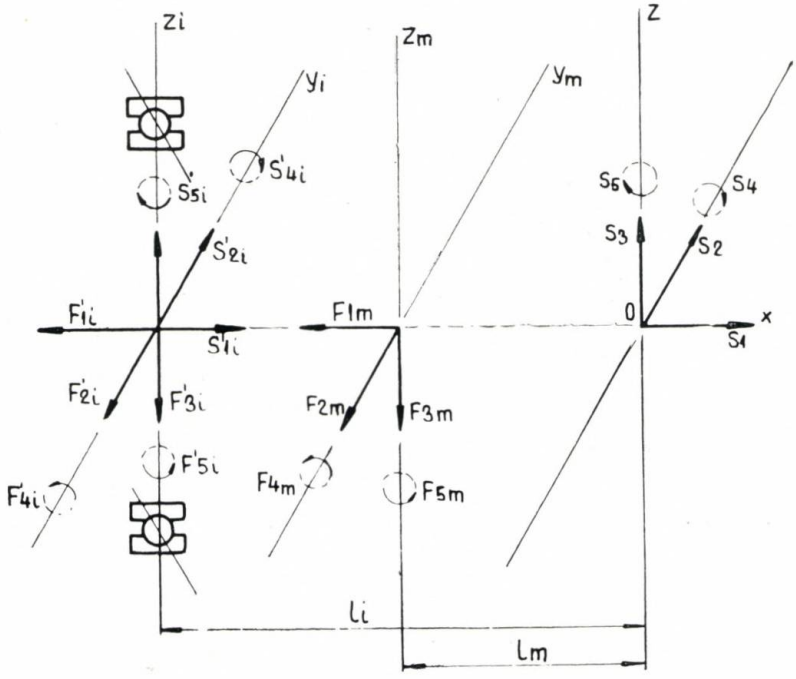


Fig. 1

Tensiunile corespunzătoare acestor deformații, sînt trei forțe F'_{1i}, F'_{2i}, și F'_{3i}, precum și cele două momente F'_{4i} și F'_{5i} din figura 1, rezultate ale reacțiilor elastice și stării dinamice a sistemului. Ecuațiile de echilibru ale sistemului sînt:

$$\left.\begin{aligned}
&\sum_{i=1}^{i} F'_{1i} + \sum_{m=1}^{m} F_{1m} = 0\\
&\sum_{i=1}^{i} F'_{2i} + \sum_{m=1}^{m} F_{2m} = 0\\
&\sum_{i=1}^{i} F'_{3i} + \sum_{m=1}^{m} F_{3m} = 0\\
&\sum_{i=1}^{i} \left[F'_{4i} + l_i F'_{3i}\right] + \sum_{m=1}^{m} \left[F_{4m} + l_m F_{3m}\right] = 0\\
&\sum_{i=1}^{i} \left[F'_{5i} + l_i F'_{2i}\right] + \sum_{m=1}^{m} \left[F_{5m} + l_m F_{2m}\right] = 0
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Soluții închise nu se pot găsi pentru acest sistem, ale cărui ecuații sînt funcții de deplasări $s_1 \ldots . s_5$, dar numeric se pot rezolva cu orice grad de precizie, prin metode de iterație.

În figura 2 a se prezintă configurația unui rulment cu role, iar în figura 2b a unui rulment cu bile; este de notat că în figura 2 a distanța

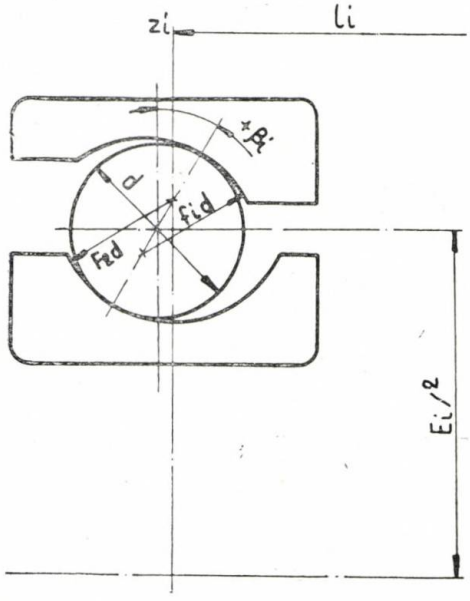


Fig. 2 a

l_i se măsoară pînă la locul geometric al centrelor căilor de rulare interioară (și nu pînă la centrele bilelor) iar în figura 2 b l_e reprezintă lățimea efectivă a elementului de rulare.

Forțele și momentele acționînd asupra unei bile sînt reprezentate în figura 3a, iar vectorii vitezelor în figura 3b; notîndu-se prin ω_1

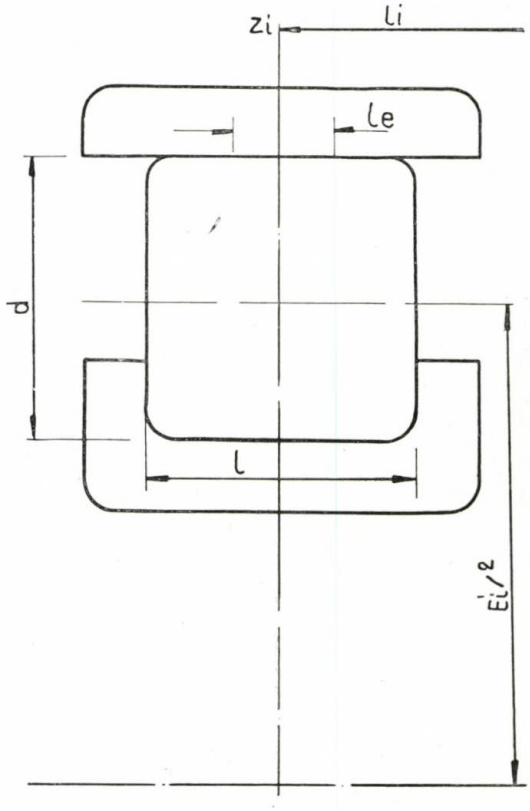


Fig. 2 b

și ω_2 vitezele unghiulare ale căilor de rulare exterioare și interioare, iar prin ω_B viteza un-

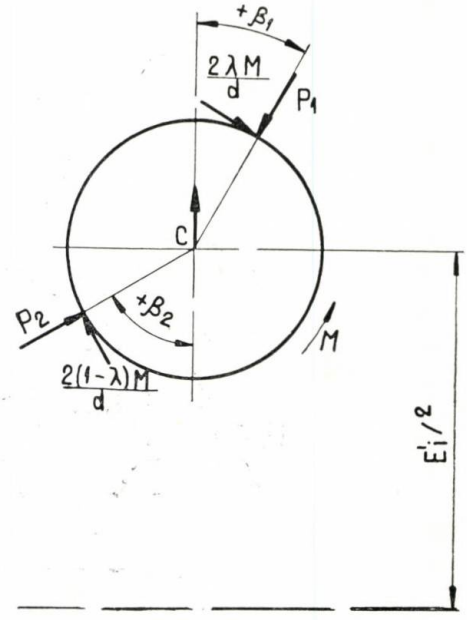


Fig. 3 a

ghiulară a bilei în jurul centrului propriu, rezultă (neglijîndu-se deformațiile datorate forțelor herțiene) ;

$$\omega_B = \frac{z_i E'}{d} \frac{(1 + z_i \gamma_i)\omega_i}{\cos(\beta_i - \alpha)}; \quad i = 1,2 \qquad (3)$$

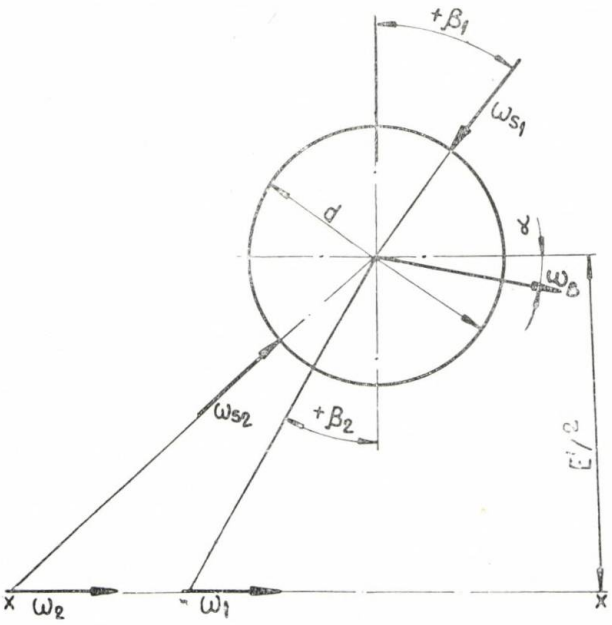


Fig. 3 b

Dacă ambele căi de rulare sînt mobile și prin ω_b se notează viteza unghiulară orbitală a bilei, rezultă :

(4)

$$\omega_1 = \frac{(\Omega_1 - \Omega_2)(1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)}{[(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha) + (1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)]}$$

$$\omega_2 = \frac{-(\Omega_1 - \Omega_2)(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha)}{[(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha) + (1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)]}$$

$$\omega_b = \frac{E'}{d} \cdot$$

$$\cdot \frac{(\Omega_1 - \Omega_2)(1 + \gamma_1)(1 - \gamma_2)}{[(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha) + (1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)]}$$

$$\omega_e =$$

$$= \frac{\Omega_1(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha) + \Omega_1(1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)}{[(1 + \gamma_1)\cos(\beta_2 - \alpha) + (1 - \gamma_2)\cos(\beta_1 - \alpha)]}$$

prin Ω_1 și Ω_2 notîndu-se vitezele absolute ale căilor de rulare externe și interne.

Pentru valori arbitrare ale lui α, va apărea un moment de spin al bilei față de calea de rulare, linia de reper fiind stabilită de normalele la centrele de presiune ale ambelor căi de rulare. Viteza unghiulară cu care se manifestă spinul este :

(5)

$$\omega_{si} = z_i[-\omega_i \sin\beta_i + \omega_B \sin(\beta_i - \alpha)]; \quad (i = 1,2)$$

iar viteza unghiulară cu care calea de rulare rulează față de bilă este :

(6)

$$\omega_{Ri} = z_i[-\omega_i \cos\beta_i + \omega_B \cos(\beta_i - \alpha)]; \quad (i = 1,2)$$

Constatările făcute pe rulmenții de turație ridicată au indicat că spinul nu are loc simultan pe ambele căi de rulare ; atunci cînd se manifestă numai pe calea interioară, se zice că rulmentul este dirijat exterior și invers (figura 4). În cazul dirijării interioare (întregul efect de spin se produce pe calea exterioară) momentul giroscopic poate iniția un derapaj

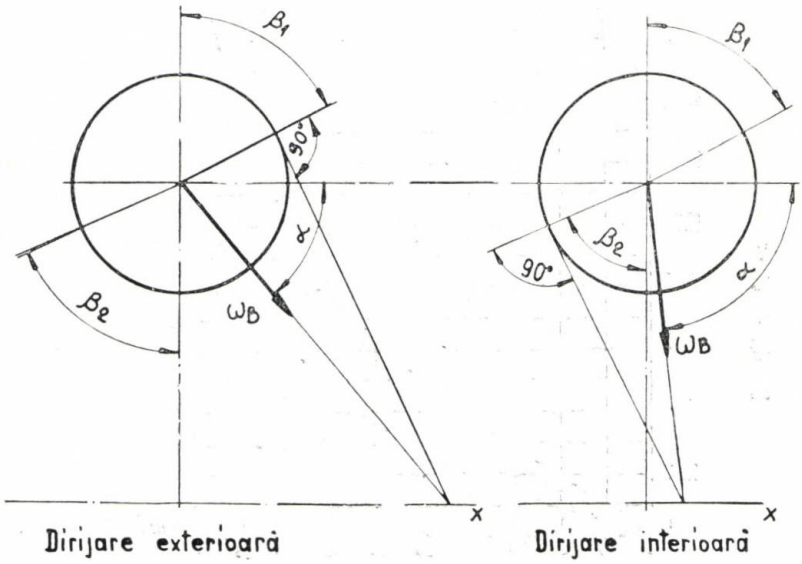


Fig. 4

(skidding) catastrofal. Unghiul α al vectorului de rotație a bilei, ω_B, determină tipul de dirijare :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\beta_j \cos\beta_j}{\cos^2\beta_j + z_j\gamma_j} \qquad (7)$$

$j = 1$, pentru dirijare exterioară
$j = 2$, pentru dirijare interioară

Este posibil ca în timpul funcționării rulmentul să treacă prin perioade de instabilitate, schimbîndu-și tipul de dirijare ; rulmenții de turație ridicată trebuie construiți astfel ca tot timpul să fie dirijați exterior (pentru dirijare exterioară λ din figura 3a trebuie să fie 1 ; dacă $\lambda = 0$, rulmentul este dirijat interior).

Condițiile de echilibru și relațiile cinematice de mai sus, împreună cu cele herțiene, conduc la stabilirea reacțiilor în bile, pe căile de rulare și asupra arborelui, cu expresii deosebit de complexe pentru cazul general amintit ; soluțiile numerice sînt posibil de construit cu ajutorul unor calculatoare mari (tip IBM 7090/7094 sau 7040/7044). Rezultatele privind distribuția încărcărilor permit o mai bună evaluare și a comportării la oboseală.

Patinarea (skidding) rulmenților de turație ridicată

Analiza elastohidrodinamică permite calculul forțelor de frecare în filmul lubrifiant (coeficientul de frecare este de ordinul 10^{-5}—10^{-2}, în funcție de viteză, crescînd cu aceasta) și se poate estima momentul cînd apare pericolul de derapaj al corpurilor de rulare față de calea interioară, datorită acțiunii puternicelor forțe centrifuge. In construcția rulmenților pentru turbomotoarele de aviație actuale se utilizează geometrii capabile să amplifice artificial încărcarea corpurilor de rulare, pentru a se evita patinarea. O valoare insuficientă a vîscozității uleiului poate de asemenea constitui o cauză a patinării, cu consecințe grave asupra comportării la oboseală a suprafețelor în frecare (smeaking). O îmbunătățire substanțială o constituie utilizarea uleiurilor sintetice (pe lîngă aspectele legate de rezistența la oxidare, depuneri etc.)

Oboseala rulmenților de turație ridicată

Fenomenele de oboseală la rulmenții de turație ridicată se dovedesc a asculta de legile statistice Weibull-Freudenthal (adică probabilitatea de rupere crește cu volumul implicat, respectiv cu probabilitatea de existență a punctelor slabe), putîndu-se aplica conceptul celei mai slabe verigi, fapt ilustrat în figura 5, care reprezintă rezistența la oboseală pentru rulmenți cu un rînd de bile și aceeași în ipoteza că sînt în rînduri duble. Rezultă totodată că în cazul rulmenților se aplică legea produsului probabilităților.

O relație deosebit de utilă în evaluarea fiabilității rezultă din distribuția Weibull adaptată de Palmgren-Lundberg la cazul rulmenților :

$$\ln\frac{1}{P} = 0{,}1053\left(\frac{L_s}{L_{10}}\right)^e \qquad (8)$$

în care :

P este probabilitatea de supraviețuire ;
e panta lui Weibull ($e = 10/9$ pentru rulmenți cu

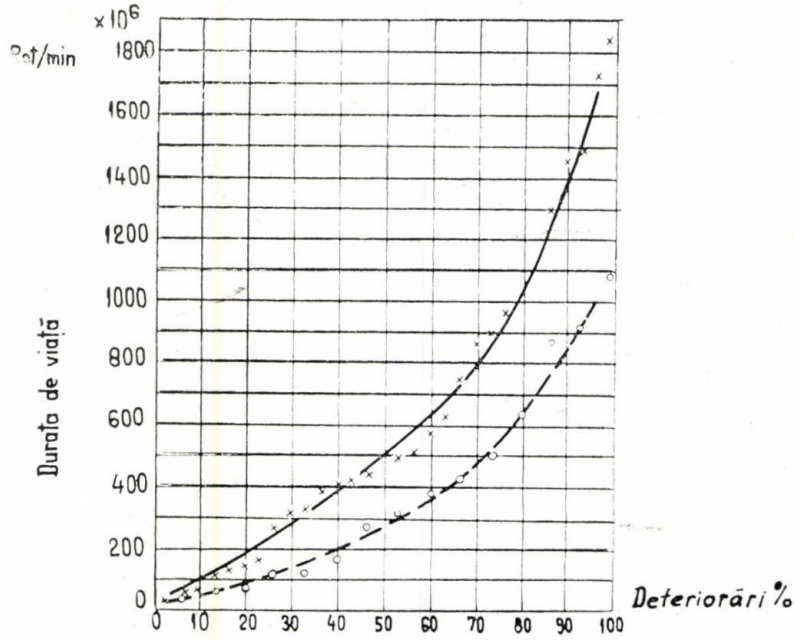


Fig. 5

bile și $e = 9/8$ pentru rulmenți cu role $l_n \frac{1}{P}$ în funcție de durata de viață în total rotații);

L_s durata de viață arbitrară;

L_{10} durata de viață pentru 90% șanse de supraviețuire.

Exemplu numeric: pentru un rulment radial seria 209 durata de viață este de 10^8; care este durata de viață pentru L_5?

$L_5 = 52{,}2 \times 10^5$ rotații

Relația stabilită de Biroul American de Standarde pentru durata de viață L, în funcție de capacitatea dinamică de bază Q_c a unui contract și de sarcina aplicată Q este de forma (pentru role cu încărcare normală):

$$L = \left(\frac{Q_c}{Q}\right)^3 \qquad (9)$$

exponentul putînd lua și alte valori pentru alte soluții constructive.

Influența diverșilor factori constructivi și funcționali asupra comportării la oboseală. Rezistența la oboseală a rulmenților este cu atît mai mult influențată de diverși factori constructivi și parametri funcționali implicați, cu cît turația lor este mai ridicată.

a) **Jocurile și rigiditatea construcției.** Construcțiile elastice sau cu posibilitatea de autoreglare a poziției rulmentului în funcție de direcția sarcinii, conduc la o considerabilă ameliorare a rezistenței la oboseală. Valori exagerate ale jocurilor interne reduc foarte mult rezistența la oboseală (relația L_{10}, construcția rigidă) în funcție de joc este reprezentată aproape printr-o linie dreaptă înclinată la 45°.

b) Turația este determinată pentru rezistența la oboseală mai ales în cazul încărcărilor nu prea ridicate, caz tipic pentru rulmenții de turație foarte ridicată (fig. 6). Trebuie avut în vedere faptul că turațiile foarte ridicate conduc și la sarcini adiționale centrifugale și giroscopice, ceea ce constituie surse de abateri față de relațiile standardizate pentru calculul capacității de rezistență la oboseală, relația (9).

c) Efectele lubrifiantului se manifestă prin intermediul grosimii filmului lubrifiant, pentru calculul căruia s-au indicat metode în cadrul preocupărilor legate de fenomenele elastohidrodinamice. Un rol deosebit îl joacă raportul I dintre grosimea stratului lubrifiant și rugozitatea suprafețelor în contact (figura 7). Grosimea filmului pentru lagărele cu role (curente în construcția turbomotoarelor) se poate determina cu următoarea relație, dedusă prin aplicarea conceptelor elastohidrodinamice (relațiile Grubin pentru comportarea elastică):

$$h_0 = 0{,}22\left[\frac{D}{2}(1-\gamma)\right]^{1{,}09}\left[\left(\frac{1+\gamma}{\gamma}\right)\eta_0 \lambda n \cos\alpha\right]^{0{,}727} \cdot \left(\frac{\pi E' l}{2Q_{\max}}\right)^{0{,}091} \qquad (10)$$

în care D este diametrul rolelor, $\gamma = \frac{D\cos\alpha}{dm}$, α este unghiul de așezare a rolelor, d_m diametrul pitch al rul-

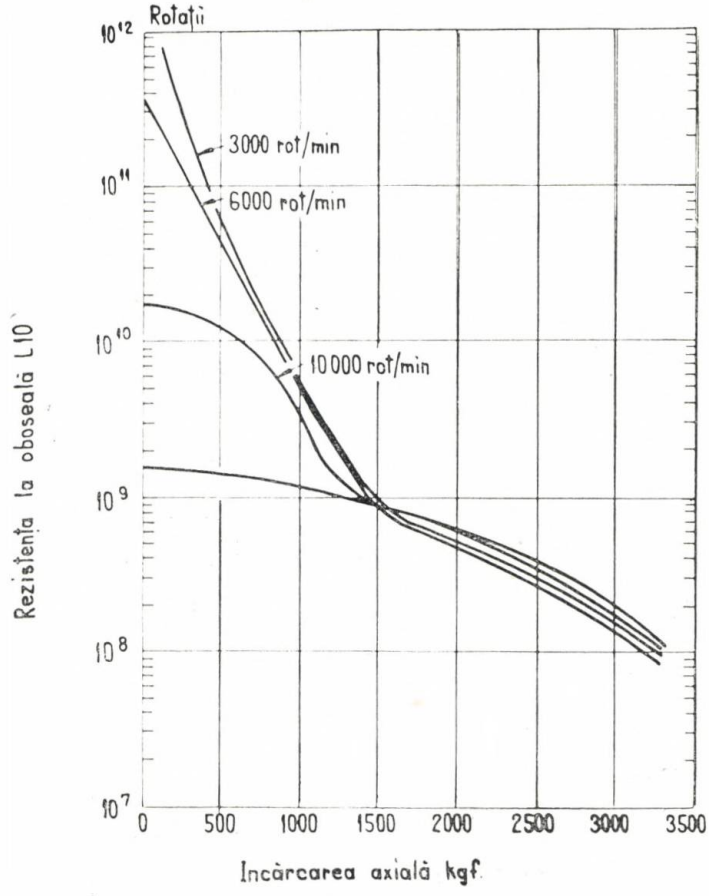


Fig. 6

mentului $\eta_0\lambda$ caracteristici de vîscozitate, $E^1 = \frac{E}{1-\xi}$

ξ coeficientul lui Poisson, l lăţimea efectivă de rulare, Q_{max} încărcarea maximă a rolei.

În zona cu $l \geqslant 4$, durabilitatea la oboseală este cu mult mai mare decît aceea furnizată de norme, cu cel puţin 100% ; se poate considera deci pentru astfel de cazuri :

$$L_{10} = ?L_{10} \qquad (9')$$

d) Patinarea (skidding) este deosebit de dăunătoare din punctul de vedere al comportării la oboseală.

funcţionale eficiente. *Factorii care conduc la apariţia frecării de rostogolire sînt :*

a) histerezisul elastic specific rostogolirii ;
b) alunecările datorită deformaţiilor ;
c) momentul de spin al elementelor de rulare ;
d) micşorarea giroscopică pivotantă a elementelor de rulare
e) frecarea vîscoasă în stratul lubrifiant ;
f) alunecările dintre colivie şi elementele de rulare sau căile de rulare ;
g) frecările faţă de elementele de etanşare.

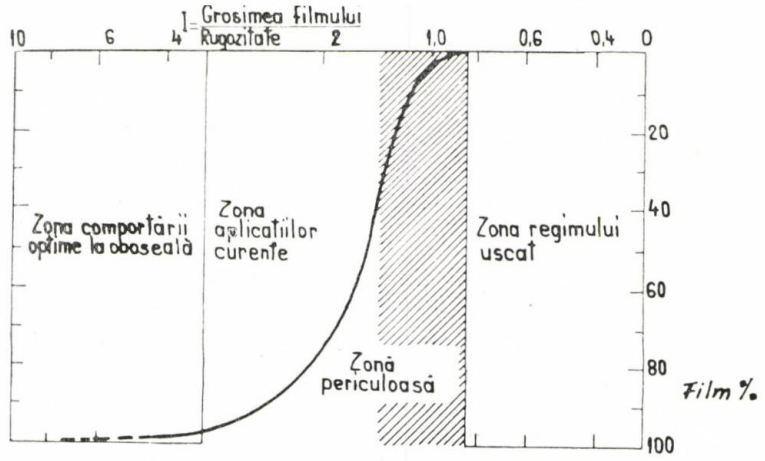


Fig. 7

e) **Materialul** prezintă o deosebită importanţă, influenţa purităţii, microstructurii, omogenităţii etc fiind acelea amintite în cadrul lucrării privind materialele de lagăre.

Frecările în rulmenţi

În condiţii normale frecarea de rostogolire este cu mult mai redusă decît aceea de alunecare, însă numeroasele surse ale celei dintîi conduc la valori periculoase în cazul turaţiilor foarte ridicate, impunînd studiul lor atent, în vederea luării unor măsuri constructive şi

Complexitatea factorilor implicaţi face ca realizarea unor rulmenţi cu frecări minime să nu fie o problemă simplă, însă jocul interferenţelor funcţionale, geometrice şi ale materialelor implicate permit să se schiţeze următorul tablou „de merit" al soluţiilor folosite (valorile trebuie să fie cît mai reduse), tabelul 1.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Trager, I. E.* : Aircraf Gas Turbine Engine Tehnology. Mc. Graw Hill Book Ca., New York.
[2] * * * Gas Turbine and Fluids Engineering Conf., New Orleans, 1976.

Tabelul 1

Tipul lagărului	Ungere cu ceaţă de ulei	Ungere în baie de ulei sau cu unsoare	Ungere prin cădere sau cu jet de ulei
1) Rulmenţi cu bile (şir simplu sau dublu) radiali sau axiali	0,7÷1	1,5÷2	3÷4
2) Rulmenţi cu bile cu contact unghiular (şir simplu)	1	2	4
3) Rulmenţi cu bile cu contact unghiular (şir dublu)	2	4	8
4) Rulmenţi cilindrici cu role	1÷1,5	2÷3	4÷6
5) Rulmenţi conici cu role ; rulmenţi cu role axiali	1,5÷2	3÷4	6÷8
6) Rulmenţi cu role în şir dublu	2÷3	4÷6	8÷12

CZ : 621.431

Influența caracteristicilor constructive și funcționale ale atenuatoarelor de zgomot la evacuare asupra poluării sonore și indicilor energetici și economici ai motoarelor cu ardere internă cu piston

Conf. dr. ing. Nicolae **BĂȚAGA**, asist. ing. Antonie **IANCU**,
asist. ing. Aurica **CĂZILĂ**, stud. Nicolae **BOTAR** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

Introducere

Atît din punct de vedere medical, cît și economic, este necesar a reduce poluarea sonoră, zgomotul produs de evacuarea motoarelor cu ardere internă, pînă la limita admisă.

Ca nivel admisibil de zgomot, se consideră curbele Cz 85, Cz 80 și Cz 75 în funcție de destinația autovehiculului. Astfel, pentru autovehicule rutiere se recomandă curba Cz 75, pentru tractoare de putere mică și mijlocie curba Cz 80, iar pentru tractoare de mare putere curba Cz 85. Curbele de zgomot admise se referă la cazul cînd aparatul pentru măsurarea nivelului de zgomot se află la distanța de 7,5 m de atenuator, pentru autovehicule rutiere și la circa 2 metri de conducta de evacuare pentru tractoare.

Influența formei constructive a atenuatoarelor asupra poluării sonore

La alegerea formei constructive a atenuatorului de zgomot, trebuie respectate cel puțin următoarele condiții :

— să se asigure reducerea nivelului de zgomot admisă pentru toate frecvențele din gama audibilă ;

— atenuarea zgomotului să se facă cu o pierdere minimă de putere și economicitate ;

— atenuatorul să fie de dimensiuni cît mai reduse pentru a putea fi ușor montat la autovehicule.

Respectarea acestor condiții presupune o îmbinare judicioasă a elementelor componente ale motorului, camere de detentă și rezonatoare, asigurîndu-se, pe cît posibil, o curgere unidimensională a gazelor cu secțiuni de trecere crescătoare dinspre intrare spre ieșire. Atenuările pentru camere de detentă se obțin cu relația [1] :

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{m-1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right], \text{ [dB]} \quad (1)$$

în care :

$m = \frac{S_0}{S}$;

$k = \frac{2\pi f}{c}$ — numărul de undă ;

f — frecvența de propagare a sunetului ;

$c = 332{,}47 + 0{,}6\ t$ — viteza sunetului ;

t = temperatura medie a gazelor în atenuator ;

l = lungimea elementului de atenuator.

Se observă că prin creșterea raportului m, are loc mărirea atenuării, iar micșorarea lungimii l se deplasează frecvența primului ma-

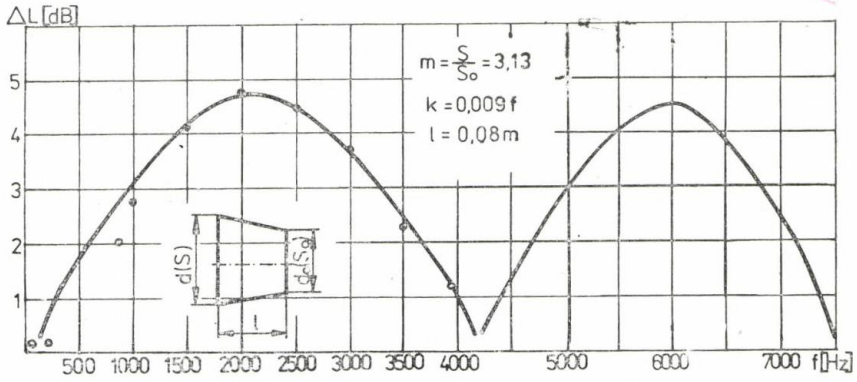


Fig. 1

xim de atenuare în domeniul frecvențelor înalte, prin aceasta domeniul atenuării maxime devine mai larg.

În figura 1 se redă atenuarea produsă de o cameră de detentă, care poate constitui partea de intrare și ieșire din atenuator.

Influența regimurilor de funcționare asupra poluării sonore

Turația și sarcina motorului sînt parametrii principali care influențează nivelul de zgomot la evacuare.

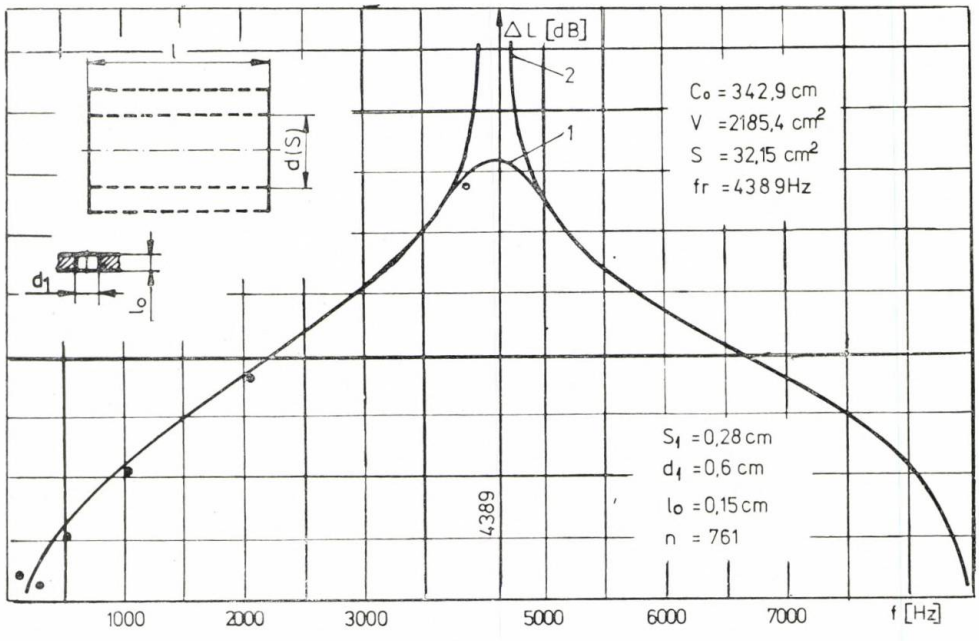


Fig. 2

Atenuările produse de rezonatoare se obțin cu relația [1]:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\frac{\sqrt{C_o V}}{2S}}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right)^2 \right] \text{[dB]} \qquad (2)$$

în care:

$C_o = n \dfrac{S_1}{l_o + \dfrac{\pi d_1}{4}}$ este admitanța orificiilor care unesc conducta cu camera de rezonanță;

V — volumul camerei de rezonanță;
S — aria secțiunii conductei de acțiune;
S_1 — aria secțiunii orificiilor;
l_0 — lungimea orificiilor;
f — frecvența;
f_r — frecvența de rezonanță;
n — numărul de orificii.

În figura 2 se redă variația atenuării produse de un rezonator (curba 1), calculată cu relația (2). Deoarece relația (2) nu ține seama de vîscozitate, în mod practic atenuarea la frecvența de rezonanță are o valoare finită (curba 2).

Prin îmbinarea judicioasă a camerelor de detentă și rezonatoarelor, se pot realiza atenuatoare de zgomot optim pentru diferite autovehicule.

În figura 3 se redau rezultatele experimentale obținute pe motorul **D-103** la mersul în

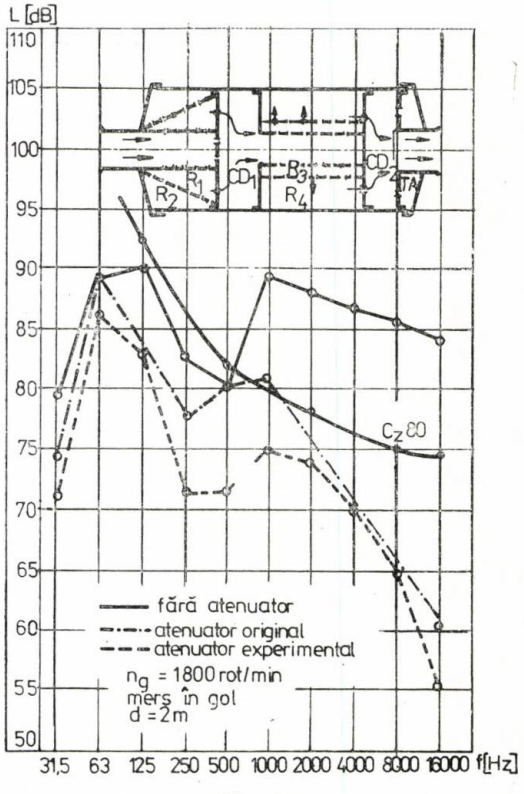


Fig. 3

gol, cu un atenuator experimental format din două camere de detentă **CD 1** și **CD 2**; patru rezonatoare $R_1 \ldots R_4$ și tubul de acord **TA**. Pentru mersul în sarcină al motorului s-au obținut rezultatele redate în figura 4, de unde se observă că nivelul de zgomot este sub curba Cz 80.

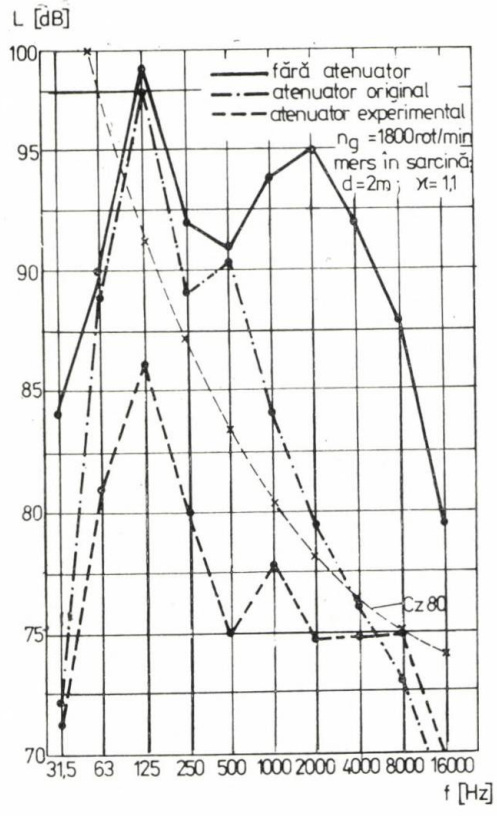


Fig. 4

Rezultatele experimentale obținute cu un atenuator experimental pe motorul **SR-211,** care echipează autocamioane, sînt redate în figura 5.

Se observă că nivelul de zgomot este cu mult sub curba Cz 80. Deși, odată cu creșterea turației, nivelul de zgomot produs de motor crește, acesta nu va depăși curba Cz 80, nici la turația nominală a motorului de 3600 rot/min. Un alt avantaj al atenuatorului, pe lîngă faptul că este simplu și asigură condiții optime de curgere a gazelor, îl constitue descreșterea nivelului de zgomot produs odată cu creșterea frecvenței, urmărind alura curbei Cz 80.

În figura 6 sînt redate rezultatele experimentale obținute pe un motor de mare putere (180 CP), la mersul în gol, iar în figura 7 pentru mersul în sarcină. În cadrul acestor încercări s-au experimentat două tipuri de atenuatoare. La atenuatorul **IPC 2,** numărul de orificii la rezonatorul R_1 este dublu față de atenuatorul **IPC 1.**

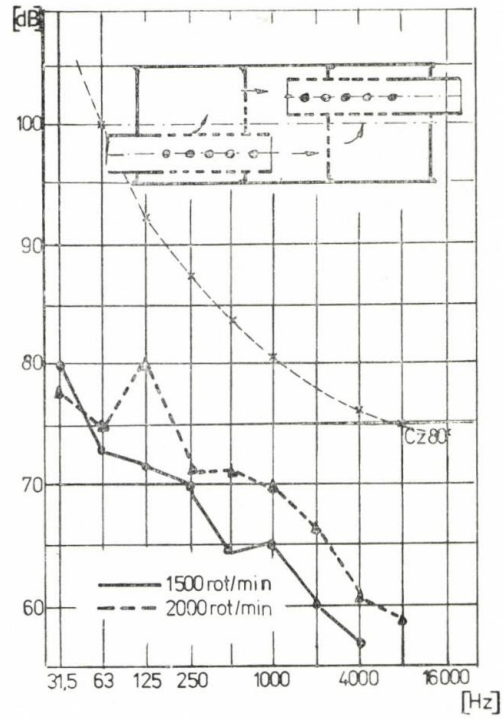


Fig. 5

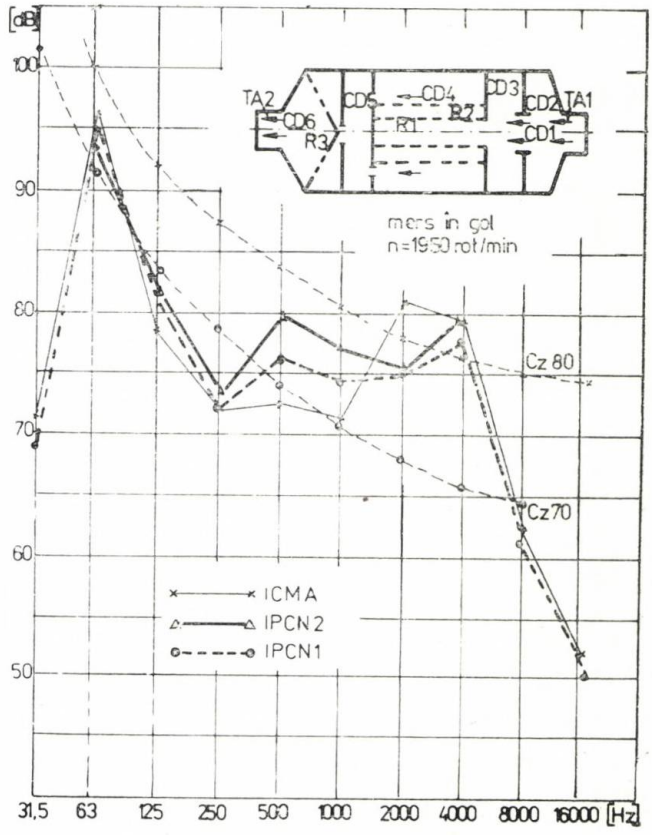


Fig. 6

Variația nivelului de zgomot, în funcție de turația motorului, este redată în figura 8, de unde rezultă că în domeniul de frecvențe peste

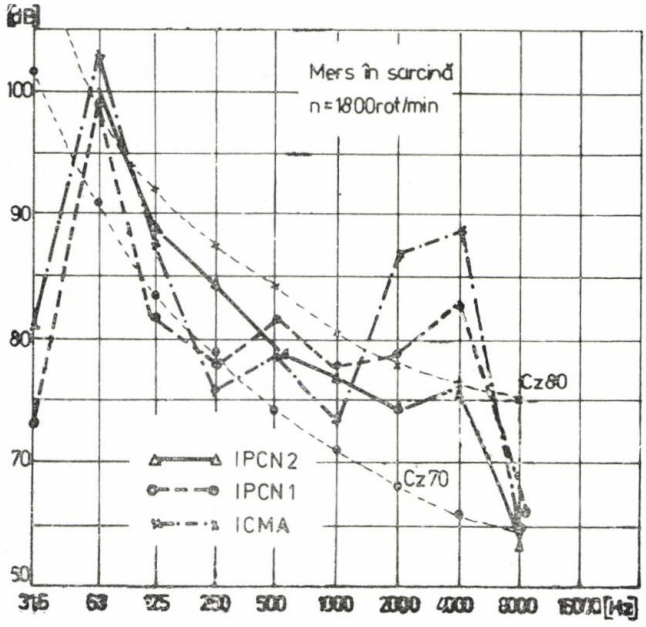


Fig. 7

63 Hz, se respectă creșterea nivelului de zgomot cu mărirea turației. Zgomotul global în funcție de turație, pentru motorul **D-103** la funcționarea în suprasarcină, este redat în figura 9.

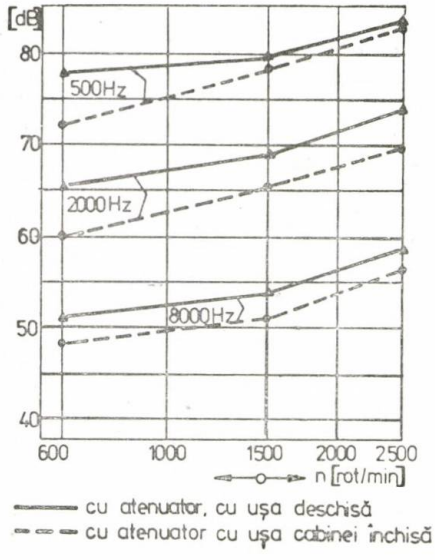


Fig. 8

Influența atenuatoarelor de zgomot asupra indicilor energetici și economici ai motoarelor

Atenuatoarele experimentale, prin faptul că au pierderi gazo-termodinamice mai reduse, asigură un spor de putere și o reducere a consumului specific efectiv de combustibil. În figura 10 se redă caracteristica de turație a motorului **D-103** pentru cazul funcționării fără atenuator, cu atenuatorul din producția de se-

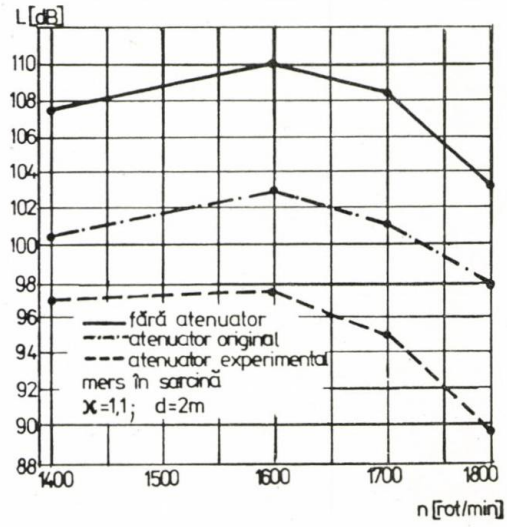


Fig. 9

re și cu atenuatorul experimental. Rezultă un spor de putere de 0,5% și o reducere a consumului specific efectiv de combustibil cu 1%.

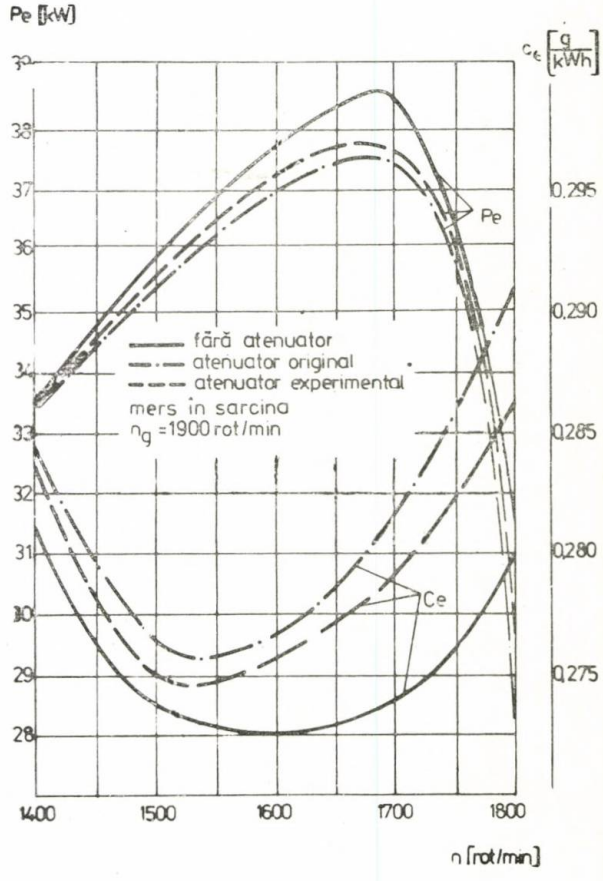


Fig. 10

Concluzii

Prin alegerea judicioasă a elementelor atenuatoarelor de zgomot, se poate obține atît reducerea nivelului de zgomot sub curbele de zgomot admise, cît și asigurarea unor pierderi gazo-termodinamice minime, cu efecte favorabile asupra puterii și turației.

Rezultatele experimentale arată că la motoarele care au făcut obiectul cercetării, nivelul de zgomot poate fi redus cu 5—10 dB, asigurîndu-se în același timp și o creștere a puterii și o reducere a consumului specific efectiv de combustibil cu 0,5 — 3%.

[1] *Iudin, E. I.:* Izolarea împotriva zgomotelor. București, Editura tehnică, 1968.

[2] *Bățaga, N.:* Motoare cu ardere internă. Lito I.P.C.—N., Cluj-Napoca, 1975.

[3] *Bățaga, N., Iancu, A., Căzilă, A.:* Simpozionul Comisiei de Acustică. Comunicări privind reducerea zgomotului la autovehicule, 1974 și 1975.

[4] *Bățaga, N., Iancu, A., Căzilă, A., Mesesan, I.:* Influența traiectului gazelor în atenuatoarele de zgomot asupra pierderilor gazo-termodinamice și reducerii zgomotului la motoarele de tractor de mare putere. Comunicare la a II-a Conferință Națională „Construcția, fabricația și exploatarea automobilelor și tractoarelor" Brașov, 26—27 noiembrie 1976.

[5] *Darabont, A., Văiteanu, D.:* Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor. București, Editura tehnică, 1975.

CZ : 621.431 : 621.892 : 662.753.12 : 665.521.2

Noi clase de aditivi și activanți pentru lubrefianții și carburanții motoarelor termice

Dr. chim. Dinu **NISTOR** — INMT — București

Cerințele de ordin funcțional, tot mai complexe, impuse lubrifianților și carburanților, au condus la cercetarea unor noi categorii de aditivi pentru diverse scopuri: mărirea indicelui de vîscozitate, menținerea în suspensii a depunerilor, limitarea emisiilor poluante, mărirea capacității portante la presiuni extreme etc.

Mărirea puterii specifice pe litru a motoarelor cu ardere internă, sporirea solicitării lor termice și a fiabilității, asigurarea unei durate mai mari de funcționare sînt tendințe permanente în domeniul construcțiilor de motoare. In acest sens, cerințele impuse calității uleiurilor de motor, a carburanților și a celorlalte lichide funcționale creează neîncetat probleme a căror rezolvare implică dificultăți considerabile.

Uleiurile din motor trebuie să posede un complex de însușiri în exploatare ca: detergență, proprietăți antiuzură, antioxidante, și anticorozive, onctuozitate, vîscozitate etc, oferite în cea mai mare parte de o serie de compuși chimici, în special de natură organică, numiți aditivi și activanți, care se introduc în masa de ulei, numit stoc de bază. In mod similar, aditivii și activanții introduși în carburanți le conferă acestora proprietăți antidetonante, antiuzură, depresanți ai punctului de îngheț, dezactivanți metalici, antioxidanți etc.

Pînă nu demult, îmbunătățirea calității uleiurilor se făcea prin prelucrarea superioară a unor fracțiuni extrem de înguste, din petroluri selecționate. Astăzi, cînd problema valorificării la maximum a fracțiunilor petroliere este pusă cu acuitate, ameliorarea stocurilor de bază la carburanți și lubrifianți se face numai prin intermediul aditivilor și activanților.

Folosirea sistematică a aditivilor datează din anii 1930, pentru ca astăzi aditivarea lubrifianților și carburanților să constituie o practică obligatorie; ridicarea parametrilor funcționali pentru aceste fluide, la nivelul cerințelor motoarelor actuale și ale viitorului, nu se realizează decît cu ajutorul aditivilor.

Dacă în 1960 proporția de aditivi din uleiuri era de circa 5%, astăzi procentul atinge 25%; mai mult, dintre toți aditivii fabricați, 70 % sînt destinați uleiurilor pentru motoare. În plus, în anul 1966, valoarea globală a aditivilor livrați de industria S.U.A. se cifra la 250 milioane de dolari, pentru ca acum să depășească 1 miliard de dolari. Consecințele economice și procentajul mediu, în greutate, al aditivilor utilizați pentru principalele tipuri de uleiuri finite, sînt prezentate în tabelul 1.

Pe baza celor expuse, orice cercetare îndreptată în sensul îmbunătățirii calității gamei existente, precum și găsirii de noi tipuri de compuși aditivanți, atît specifici cît și multifuncționali, este argumentată și justificată, cu toate greutățile și complexitățile care le implică.

Lucrarea de față, cuprinde o scurtă privire asupra stadiului actual și prespectivele cercetărilor pe plan mondial în domeniul aditivilor

Implicațiile economice ale folosirii aditivilor în uleiuri de motoare.

Tabelul 1

Tpul de ulei	Conținut de aditiv în % grutate	Majoritatea prețului uleiului de bază Aditiv
Premium	1—1,5	4,5—7
2—104 B	1,7—2,2	7,5—9,5
Mil-L-2104 A	3,5—4	15—17
Supliment 1	5,5—6	22—25
Seria 2	10—12	40—50
Seria 3	14—25	50—70
Mil-L-2104 B	7—8	30—35
Ulei Multigrad	5+4—5%	
SAE 10w/30 tip Mil-L-2104 A	aditiv de indice de vîscozitate	38—42

pentru lubrifianți și carburanți. Principalele tipuri de aditivi, folosiți în uleiuri lubrifiante sînt următoarele :

1) aditivi detergenți — dispersanți ;
2) aditivi inhibitori de oxidare și coroziune ;
3) aditivi pentru îmbunătățirea indicelui de vîscozitate ;
4) aditivi contra uzurii și gripării ;
5) aditivi depresanți ai punctului de congelare ;
6) aditivi antispumanți și alți aditivi cu destinație specială.

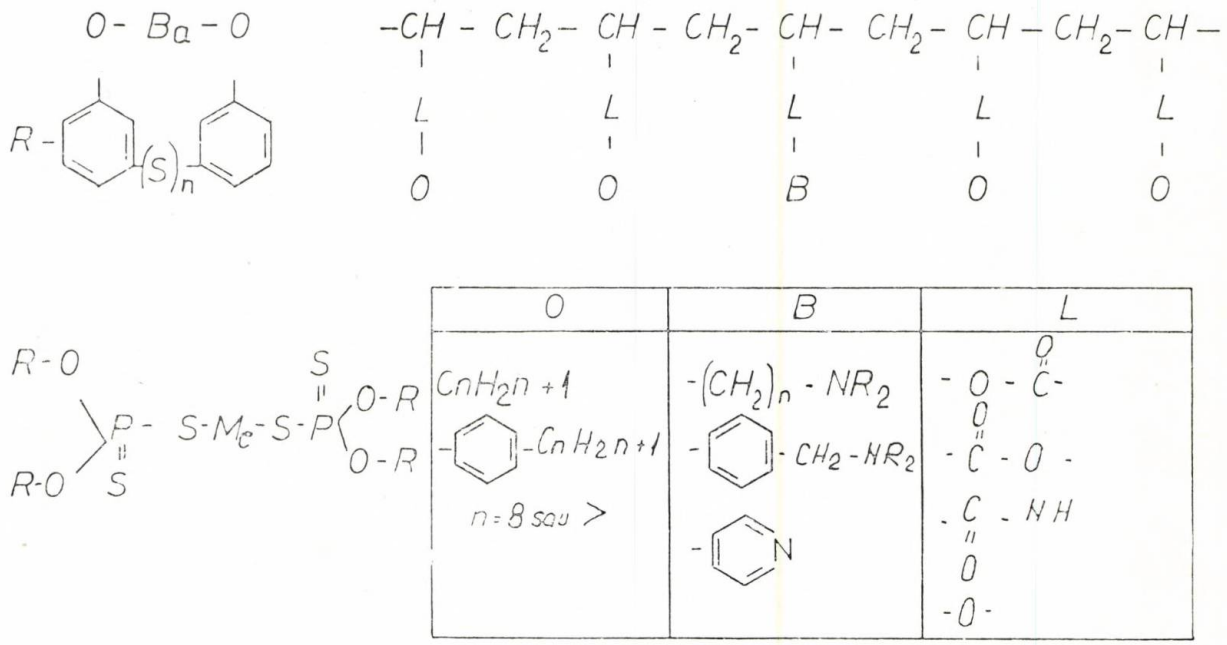
In figura 1 sînt prezentate structuri chimice ale compușilor aditivanți.

Dintre toți acești aditivi, cercetări asidue se referă la acei detergenți, antioxidanți și anticorozivi, a căror producție reprezintă 70% din cantitatea totală de aditivi pentru uleiuri de motor.

Aditivii din primul tip **(detergenți-dispergenți)** oferă uleiului înalte proprietăți în exploatare, permițînd reducerea formării de lacuri la temperaturi înalte și a formării de depuneri, mențin în suspensie eventualele depuneri sau rezultate ale proceselor de ardere și, mai mult pot, solubiliza produși asfaltoși, trecîndu-i din depuneri sub formă de precipitate în particule coloidale. În același timp, aditivii detergenți micșorează pericolul formării de calamină în camera de combustie a motoarelor cu benzină și al autoaprinderii premature a amestecului carburant.

În tabelul 2 sînt prezentați cîțiva dintre cei mai uzuali aditivi folosiți pentru ungerea cilindrilor la motoarele diesel. Datele tabelului evidențiază proprietăți marcant neutralizatoare ale acestor aditivi ; în cazul folosirii unor

STRUCTURI CHIMICE DE COMPUSI ADITIVANȚI



O	B	L
C_nH_{2n+1} $-C_nH_{2n+1}$ $n=8$ sau >	$-(CH_2)_n - NR_2$ $-CH_2-NR_2$ N	-O-C(=O)- -C(=O)-O- -C(=O)-NH- -O-

Fig. 1

combustibili cu un conținut ridicat de sulf se previne uzura cilindrilor și a segmenților de piston ; în plus acești aditivi prezintă o mare

Tabelul 2

Aditiv	Dens.	Viscoz. 99°C cst	Alcalinitate totală	Concentrație în ulei %
Hitec 936	1,13	—	300	13
Lubrizol 56	1,12	—	290	20
OLOA 218A	0,99	33,0	—	30
OLOA 219	1,10	235,0	255	30
OLOA 247 B	1,13	92,0	283	30

stabilitate la acțiunea apei. Din punct de vedere al compoziției chimice, acești aditivi se clasifică în două tipuri :

— primul și cel mai utilizat tip în ultimii ani cuprinde compuși chimici polimeri cu conținut de metal (Ba, Ca, Na) numiți „aditivi detergenți cu cenușă" unii cu structură deosebit de complexă și fiecare se recomandă pentru un tip anumit de motor ;

— al doilea tip denumit „fără cenușă" cuprinde produși copolimeri, rezultați din procesul de copolimerizare a trei sau mai mulți monomeri avînd grefate o grupare bazică și o grupare oleofilă ceea ce asigură solubilizarea deplină în ulei. De exemplu, copolimeri ai metacrilatului de lauril și dietilaminoetilmetacrilatului, sau vinilpiridină sau metoxipolietilenglicolmetacrilat. Un agent detergent deosebit de eficient în acest scop, îl constituie N — dimetilaminopropilalchenilsuccinimidă.

O particularitate distinctivă a acestora o constituie înalta lor putere de absorbție și eficiența acțiunii dispersante mai ales în prezența apei.

În ultima vreme, aditivii detergenți fără cenușă sînt folosiți în amestecuri cu aditivi detergenți cu cenușă, cu aditivi antioxidanți și anticorozivi, favorizînd prelungirea utilizării uleiului în motoarele cu ardere internă.

Pentru motoarele auto cu benzină cel mai răspîndit este produsul OLOA, deosebit de eficient la temperaturi scăzute, împiedicînd formarea de șlamuri și mărind totodată și indicele de vîscozitate al uleiului de bază. De curînd, firma Monsanto a pus la punct producția aditivului detergent pe bază de succinimidă, denumit Santolube 908, care, în amestec cu un aditiv antioxidant, permite obținerea de uleiuri cu calități mult superioare, folosite atît la motoare cu benzină cît și diesel.

Aditivii antioxidanți sînt clasificați, în mod similar, în compuși organo-metalici și compuși organici fără metal (fără cenușă). Ca reprezentanți de seamă putem cita aici derivați ai ditiofosfatului de zinc, care prezintă și proprietăți antiuzură și anticorozive. Cercetările privind acest tip de aditivi, cunoscuți sub denumirea comercială de OLOA, se referă la mărirea stabilității termice și hidrolitice, prin modificarea radicalilor organici (tabelul 3), problemă destul de complexă, mai ales din cauza rezultatelor discutabile, privind solubilitatea și efectul lor solubilizant asupra produșilor rezultați în procesele de oxidare.

Privind influența metalului, alături de zinc se cercetează folosirea cadmiului, a bariului, a calciului și — mai rar — a seleniului, reușindu-se obținerea unor astfel de aditivi, care au în plus proprietăți anticorozive, precum și o rezistență termică sporită (mai ales cu seleniu — OLOA 250), fiind și dezactivatori metalici.

Dintre aditivii antioxidanți (fără cenușă) se remarcă compușii pe bază de sulf, fosfor și uneori azot, de tip Santolube și Hitec, a căror structură nu este cunoscută cu precizie. Pentru uleiurile de turbină și pentru motoarele de aviație cu piston, se studiază lărgirea gamei de astfel de aditivi pe bază de difenoli și aminofenoli.

Cercetările recente, privind aditivii pentru uleiurile de motoare, sînt concentrate însă pe obținerea unor compuși, care să pose-

Tabelul 3

Aditiv	Densitate	Vîscozitate 99°C, cst	Alcalinitate totală	Concentrație în ulei în %
Hitec 936	1,13	—	300	13
Lubrizol 56	1,12	—	290	20
OLOA 218 A	0,99	33,0	—	30
OLOA 219	1,10	235,0	255	30
OLOA 247 B	1,13	290	283	30

de — concomitent — mai multe din însușirile foarte importante ale uleiurilor (detergență, antioxidant, anticoroziv, antiuzură etc.), numiți aditivi polifuncționali. Rezolvarea problemei constă atît în îmbinarea a doi, trei sau mai mulți componenți (pachet de aditivi de

tip Hitec, Lubrizol, Amoco etc), cît și în grefarea mai multor grupări funcționale, cu activitate specifică, pe un lanț hidrocarbonat ; în acest sens literatura este însă destul de săracă în amănunte. Ca rezultat al acestor cercetări, se poate menționa însă că un ulei care are drept aditiv 6% Santolube 682, poate fi folosit cu succes, fără înlocuire, pe un parcurs de 20.000 km.

In ceea ce privește aditivii pentru carburanți, problemele care stau în fața cercetătorului sînt mult mai dificile. Pentru benzine se folosesc următoarele tipuri de aditivi :

— aditivi antidetonanți
— aditivi antioxidanți
— aditivi dezactivatori metalici
— aditivi împotriva formării de depuneri
— aditivi împotriva formării de ghiață, etc.

Cel mai acut se pune problema aditivilor antidetonanți și anume înlocuirea TEP, atît datorită efectelor de depunere cît și datorită efectelor nocive ale emisiilor poluante, produse de ardere pe bază de plumb. Incercările de înlocuire cu o serie de compuși chimici ca ferocenul, sarea de cobalt a acidului 2-etil ciclohexancarboxilic, metil ciclopentadienil tricarbonilul de mangan, acetatul de terț butil

În cazul combustibililor pentru motoare diesel, atît din cauza compoziției chimice mai labile a metanolului cît și din cauza sistemului de injecție, aditivii trebuie să prezinte o serie de particularități (fig. 2).

Dintre numeroasele tipuri de aditivi folosiți pentru combustibilii diesel, cei mai cercetați sînt cei care ameliorează oxidarea combustibilului și ușurează apariția flăcării, oferind o cifră cetanică optimă. Clasele de compuși chimici studiați în acest scop sînt combinațiile peroxidice și azotoase : azotiți și azotați organici. Cantități de ordinul 0,1—0,3% azotat de amil, oferă o cifră cetanică corespunzătoare. In aditivarea motorinelor se ține cont însă și de conținutul de sulf, precum și de timpul de depozitare al combustibilului ; în timp aditivii se pot oxida sau descompune devenind inactivi. Din aceste puncte de vedere, cei mai corespunzători s-au dovedit oxizii organici de tip eteri inferiori, care datorită tensiunii de vapori ridicate, asigură formarea corectă a amestecului de lucru, pe un domeniu larg de temperaturi.

În concluzie, cercetările dezvoltate de colectivul nostru, privind compușii aditivanți ai lubrifianților și carburanților cuprind aspecte

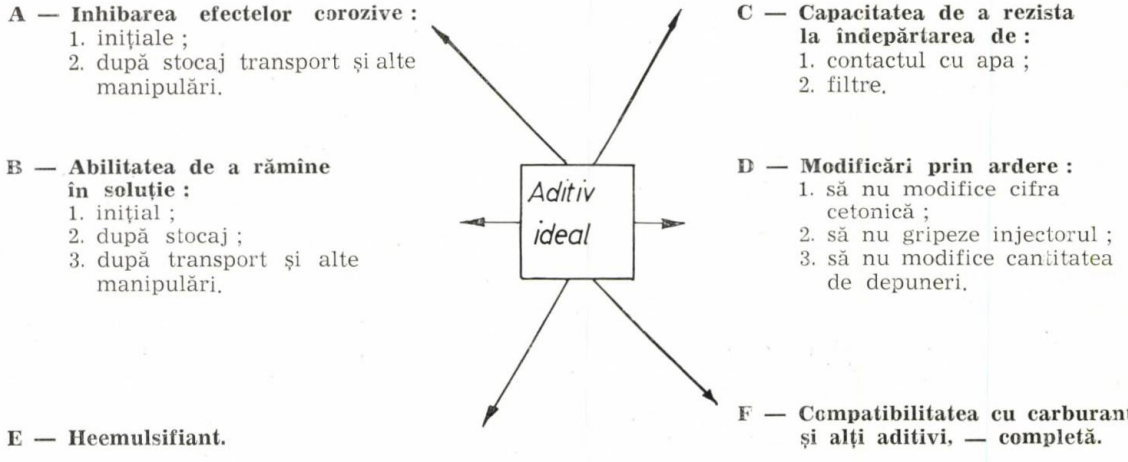


Fig. 2

nu au dat satisfacție decît amestecați cu TEP în proporții variabile. Preocupările recente, efectuate și de colectivul nostru, au în vedere posibilitatea înlocuirii TEP cu alcooli alifatici inferiori (metanol) care prezintă numeroase avantaje ca :

— folosirea lor în proporții pînă la 40% reduce consumul de benzină ;
— crește cifra octanică a benzinelor inferioare ;
— scade cantitatea de depuneri ;
— înlătură efectul nociv al emisiilor de plumb.

Rezolvarea întîmpină dificultăți din cauza incompatibilității carburantului cu apă și a efectului degresant al metanolului datorită căruia crește uzura.

de prolifuncționalitate, atît din punct de vedere al scopului, cît și din punct de vedere al tipului de ulei sau carburant și aspecte de accesibilitate tehnologică și economică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schilling, A.* : Uleiuri pentru motoare și gresajul motoarelor. Paris, 1975.
[2] *Ranney, M. W.* : Lubrifianți sintetici. New Jersey, 1972.
[3] *Feyer, S., Precup, I.* : Aditivi pentru uleiuri minerale. București, 1964.
[4] *Kuliev, A. M.* : Chimia și tehnologia aditivilor pentru uleiuri și combustibili. Moscova, 1972.
[5] *Wipper, A. B. și alții* : Descrierea aditivilor pentru uleiuri și combustibili. Moscova, 1972.

CZ : 665.521

Oportunitatea utilizării unor benzine superioare, în locul benzinei cu COR 75, la motorul SR 211

Ing. Ioan **VOICU** — Institutul Național de Motoare Termice — Filiala Brașov —

Introducere

După cum este știut, motorul SR. 211, montat pe diferite tipuri de autovehicule de fabricație românească, utilizează în funcționare benzină cu cifra octanică avînd valoarea 75. Utilizarea unei benzine cu cifră octanică superioară permite mărirea raportului de comprimare al unui motor, tendința de detonație datorată supracomprimării fiind contracarată de aditivarea corespunzătoare a benzinei.

În scopul utilizării cu eficiență sporită a motorului SR. 211 pe autovehicule, s-a cercetat influența folosirii a două sorturi de benzină cu COR 85 și cu COR 90, asupra performanțelor acestui motor.

În cazul funcționării motorului cu benzine superioare și avînd rapoarte de comprimare mai mari decît cele rezultate din fabricația de serie, rezultă performanțe de putere și moment motor superior celor prescrise de constructor. Dacă se urmărește menținerea performanțelor la valoarea celor prescrise, utilizarea unor benzine superioare duce la consumuri mai mici de combustibil, pe tot domeniul de funcționare al motorului.

Raportul de comprimare al motorului SR-211, rezultat la fabricația de serie, are valoarea 7,2.

În cadrul lucrării de față, pentru cercetarea influenței benzinelor cu COR 85 și COR 90, s-au luat în considerare următoarele rapoarte de comprimare : $\varepsilon = 7{,}6$ $\varepsilon = 8{,}0$ și $\varepsilon = 8{,}4$. Performanțele motorului obținute în aceste condiții vor fi comparate cu cele rezultate în cazul echipării — în condiții de serie — a motorului SR. 211.

Mărirea rapoartelor de comprimare de la valoarea 7,2 la valorile specificate mai sus s-a realizat prin micșorarea volumului camerelor de ardere din chiulasă. Astfel, după măsurarea camerelor de ardere de serie, s-a calculat volumul camerelor respective pentru a se obține rapoartele de compirmare propuse și s-a frezat din suprafața inferioară a chiulaselor pînă la valoarea rezultată din calcul.

Funcționarea motorului SR. 211 cu benzină de COR 85 și dozajele carburatorului de serie

În această situație, s-au efectuat cercetări cu rapoartele de comprimare de 7,6 și 8, renunțîndu-se la valoarea de 8,4. S-a procedat astfel deoarece performanțele motorului avînd raportul de comprimare $\varepsilon = 8{,}0$ au fost inferioare celor cu $\varepsilon = 7{,}6$.

Pentru ca motorul să asigure performanțele maxime cu benzină de COR 85 (dozajele carburatorului de serie și rapoarte de comprimare mărite), pentru fiecare caz în parte s-au determinat caracteristicile de avans optim la sarcina totală, la turațiile de 1000, 1400, 1800, 2200, 2600 și 3000 [rot/min]. Apoi s-a determinat avansul fix cu care distribuitorul de curent asigură legea de avans optim, determinată anterior. Pentru simplificarea prezentării rezultatelor și punerea în evidență a celor mai reprezentativi parametri de funcționare ai motorului, se vor prezenta următoarele caracteristici :

- caracteristica de turație la sarcină totală ;
- caracteristica de sarcină ;
- topograma cîmpurilor de consum specific minim;
- coeficientul uniformității funcționării cilindrilor, randamentul mecanic și presiunea medie a pierderilor mecanice.

În urma cercetărilor efectuate, cele mai bune performanțe au fost obținute cu motorul avînd raportul de comprimare de 7,6. Avansul fix obținut este de 10 [°R.A.C.] (rotație arbore cotit). Bujiile utilizate au fost de tipul Sinterom M 14 x 195, în locul celor cu cifra termică 175.

În figura 1 este prezentată carecteristica de turație la sarcină totală a motorului de serie, comparativ cu cea a motorului funcționînd cu benzină de COR 85. Din diagramă se poate constata creșterea performanțelor de moment motor și putere, efective, la funcționarea motorului cu benzină superioară, consumul orar de combustibil rămînînd neschimbat.

În cadrul caracteristicilor de sarcină, prezentate în figura 2 se constată o reducere a consumurilor specifice de combustibil pe toată gama de turații și sarcină, cînd se utilizează benzina de COR 85.

Funcționarea motorului SR. 211 cu benzină de COR 90 și dozajele carburatorului de serie

Prin mărirea valorii cifrei octanice a benzinei utilizate, se pot folosi rapoarte de comprimare mai mari decît în cazul benzinei cu

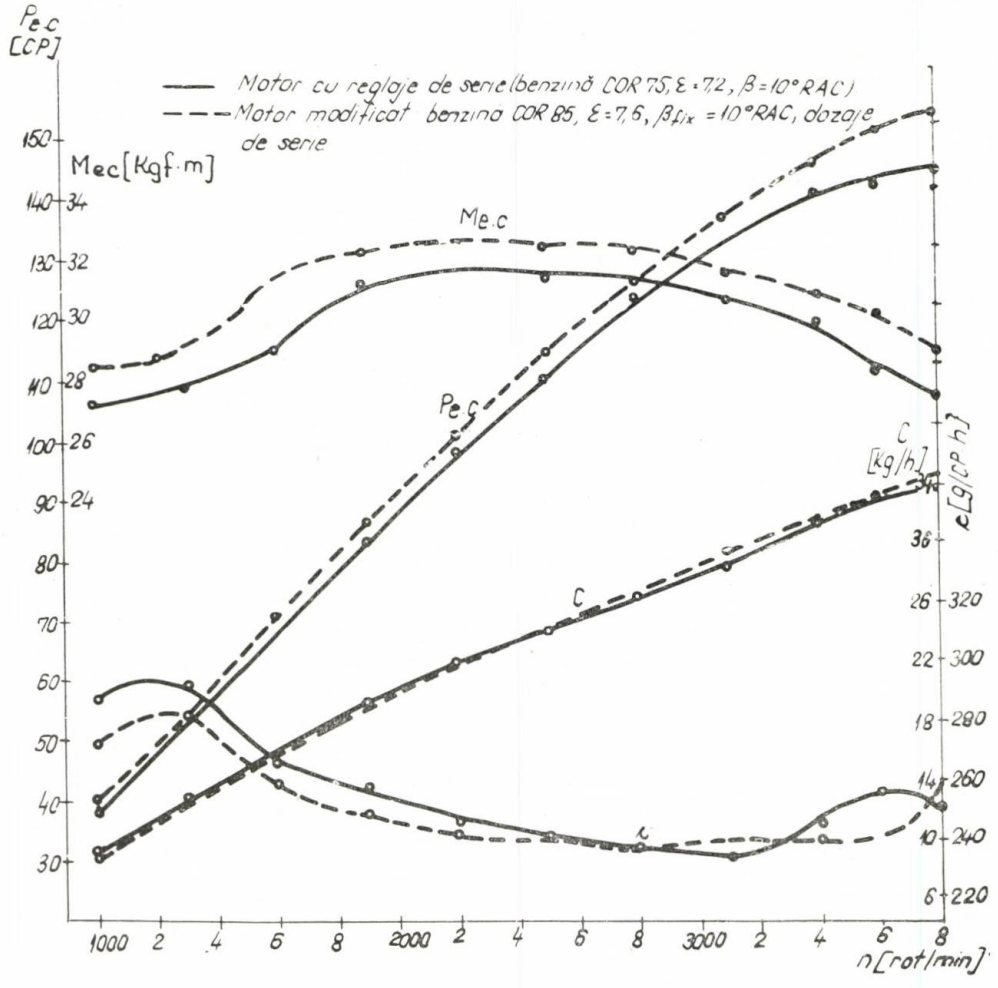


Fig. 1

Coeficientul uniformității funcționării cilindrilor ($\triangle$), randamentul mecanic (η_m) și presiunea medie a pierderilor mecanice (p_m), determinate la turația momentului motor maxim 2200 rot/min sînt prezentate în tabelul 1. Din tabel rezultă că valorile lui η_m și p_m sînt superioare în cazul utilizării benzinei cu COR 85, iar valoarea lui $\triangle$ se menține la o valoare suficient de ridicată .

Topogramele cîmpurilor de consum specific minim, prezentate în figura 3 pentru motorul de serie și în figura 4 pentru motorul utilizînd benzină COR 85, ilustrează faptul că polul cîmpului în cel de-al doilea caz are o valoare mai redusă cu 16 gf./CP.h decît în primul caz și de asemenea, o repartizare mai avantajoasă a consumurilor specifice reduse spre presiuni medii efective mai ridicate.

COR 85, iar avansurile la aprindere pentru diferite regimuri de turație și sarcină ale motorului se vor modifica. Cercetarea funcționării motorului folosind benzină de COR 90 s-a efectuat cu trei rapoarte de comprimare și anume : $\varepsilon = 7{,}6$, $\varepsilon = 8{,}0$ și $\varepsilon = 8{,}4$. Stabilirea caracteristicilor optime de avans s-a efectuat, ca și în cazul utilizării benzinei de COR 85, cu motorul funcționînd pe caracteristica de turație la sarcină totală, la turațiile specificate. Apoi s-a determinat avansul fix la aprindere. În urma cercetărilor efectuate, s-a stabilit că raportul de comprimare optim pentru utilizarea benzinei de COR 90 este $\varepsilon = 8{,}0$. Avansul fix la aprindere este 11 [°RAC] ; bujiile utilizate sînt de tip Sinterom M 14 x 195.

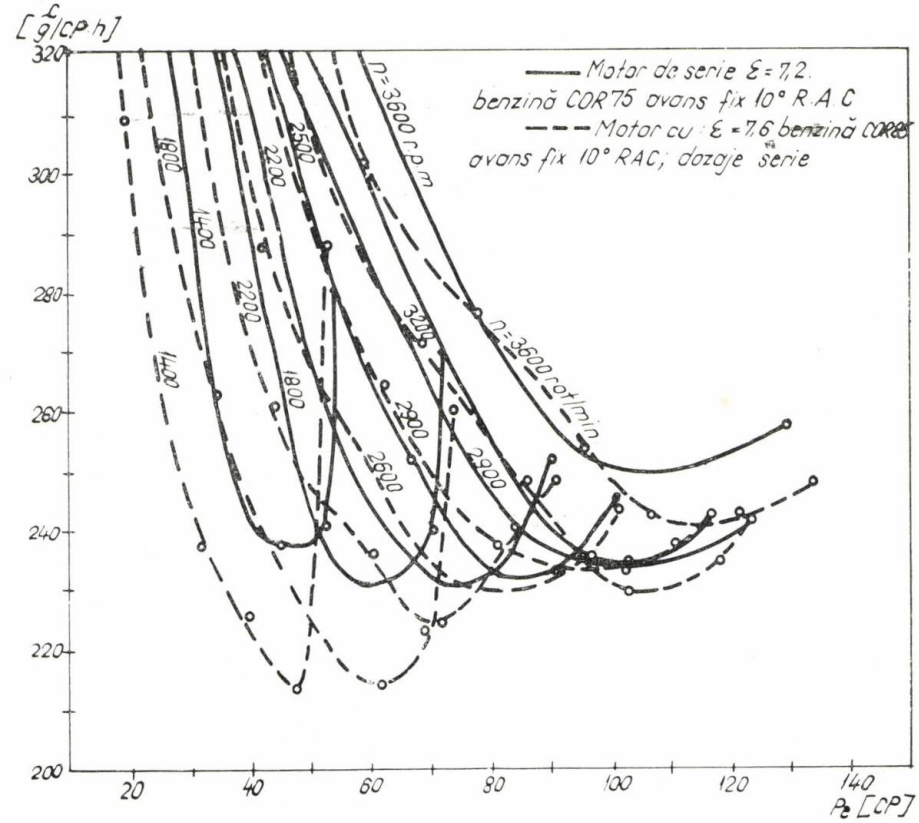

[g/CP h]
Motor de serie ε = 7,2
benzină COR 75 avans fix 10° R.A.C
Motor cu ε = 7,6 benzină COR
avans fix 10° RAC; dozaje serie
n = 3600 r.p.m
n = 3600 rot/min
1800
2200
2600
3000
1400
320
300
280
260
240
220
200
20
40
60
80
100
120
140
Pe [CP]

Fig. 2

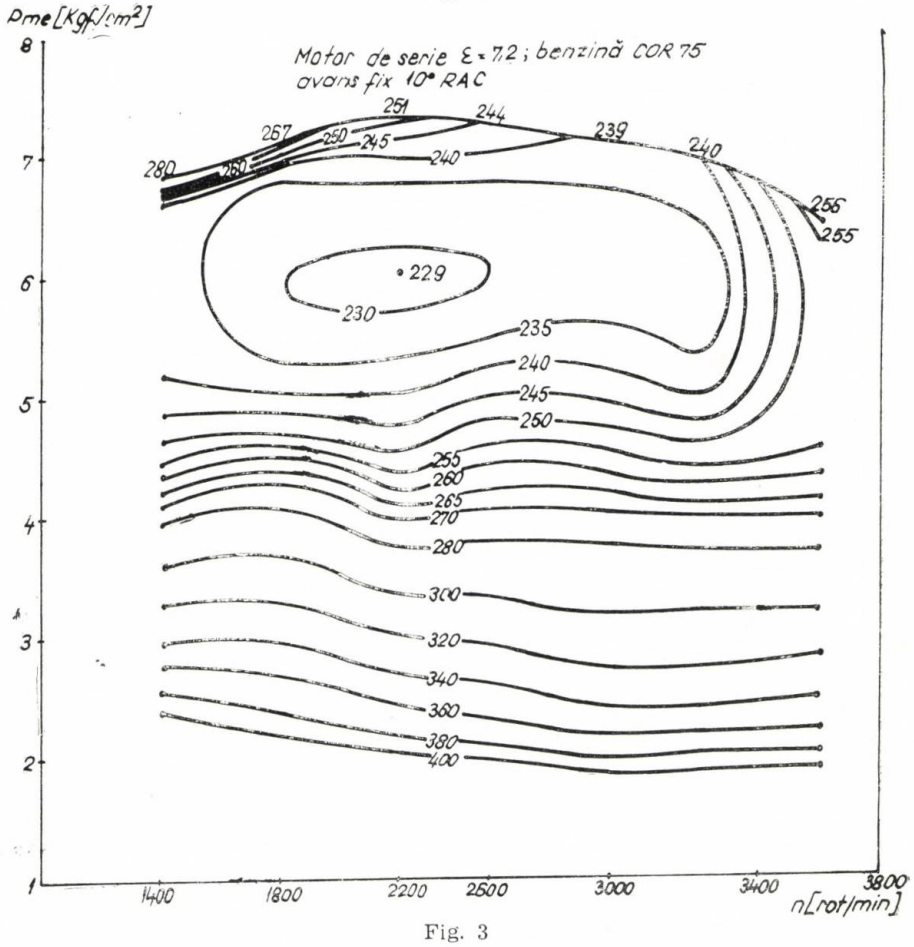

pme [Kgf/cm²]
Motor de serie ε = 7,2; benzină COR 75
avans fix 10° RAC
251
244
267
250
245
239
240
280
260
240
255
255
229
230
235
240
245
250
255
260
265
270
280
300
320
340
360
380
400
8
7
6
5
4
3
2
1
1400
1800
2200
2600
3000
3400
3800
n [rot/min]

Fig. 3

În figura 5 este prezentată caracteristica de turație la sarcină totală a motorului cu reglajele stabilite mai sus, comparativ cu cea ridicată cu motorul de serie. Din diagramă se constată îmbunătățirea performanțelor motorului utilizînd benzina de COR 90, la același consum orar de combustibil cu motorul de serie. Cuplul maxim s-a mărit cu 2 kgf.m, iar puterea nominală cu 10 CP.

Tabelul 1

Parametrii / Motorul	Δ	η_m [%]	P_m [Kgf/cm²]
Motor de serie (benzină COR 75)	0,990	83,8	1,61
Motor modificat (benzină COR 85)	0,983	85,9	1,24

Caracteristicile de sarcină, prezentate în figura 6, ilustrează reducerea substanțială a consumurilor specifice în cazul utilizării benzinei de COR 90. Această scădere a consumurilor specifice, pe toată gama de sarcini și turații, se datorește îmbunătățirii performanțelor motorului modificat la același consum de combustibil ca la motorul de serie.

Topograma cîmpurilor de consum specific minim, prezentată în figura 7, prezintă o alură îmbunătățită față de topograma motorului echipat în condiții de serie. Polul cîmpurilor de consum specific minim este cu 16 g/CP. h mai redus decît în cazul motorului de serie.

In tabelul 2 sînt prezentate valorile coeficientului uniformității funcționării cilindrilor, randamentului mecanic și presiunii medii a pierderilor mecanice, determinate la turația momentului motor maxim. Toți parametrii prezentați în tabel au valori îmbunătățite, pentru motorul funcționînd cu benzină de COR 90.

Din cele prezentate pînă aici, rezultă faptul că motorul SR. 211 utilizînd benzine cu cifra octanică de 85—90 și admițînd rapoarte de comprimare mărite realizează performanțe de putere și moment motor superior motorului de serie, la consumuri orare de combustibil egal cu ale acestuia din urmă.

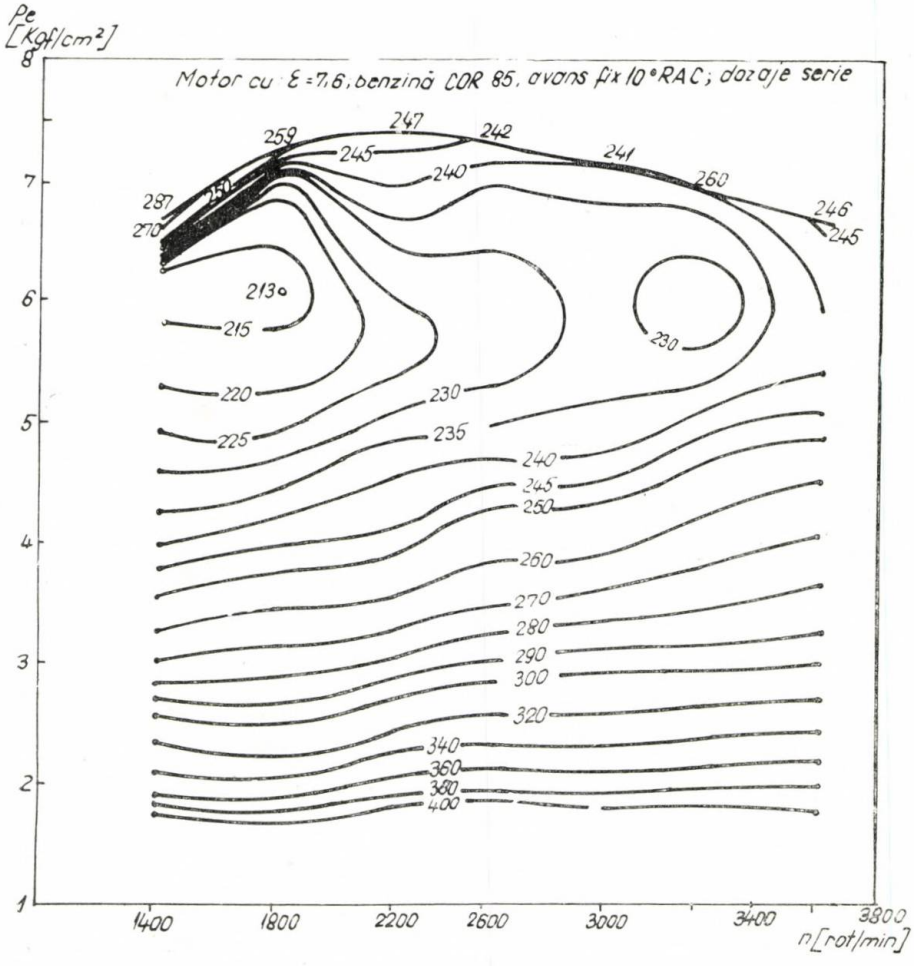


Fig. 4

Funcționarea motorului SR. 211 cu benzină de COR 85 și dozajele carburatorului modificate

Dacă se urmărește menținerea performanțelor de moment motor efectiv în limitele valorilor prescrise de constructorul motorului SR.

Tabelul 2

Parametrii / Motorul	Δ	η_m [%]	P_m [Kgf/cm²]
Motor de serie (benzină COR 75)	0,990	83,8	1,61
Motor modificat (benzină COR 90)	0,992	86,25	1,38

În urma cercetărilor efectuate, păstrînd raportul de comprimare de 7,6, s-a stabilit reglajul optim pentru carburator, în vederea obținerii performanțelor motorului de serie. Modificările rezultate sînt :

— micșorarea orificiului jiclorului economizorului mecanic de la valoarea de 75 la 60 (sutimi de milimetru) ;

— mărirea orificiului jiclorului principal, de aer de frînare de la 150 la 160 (sutimi de milimetru).

Bujiile utilizate au fost Sinterom M 14 x 195. Avansul fix determinat este de 10 [°RAC]. Cu aceste reglaje, s-a verificat funcționarea motorului la diferite regimuri de sarcină și turație, la mersul în gol și funcționarea în repri-

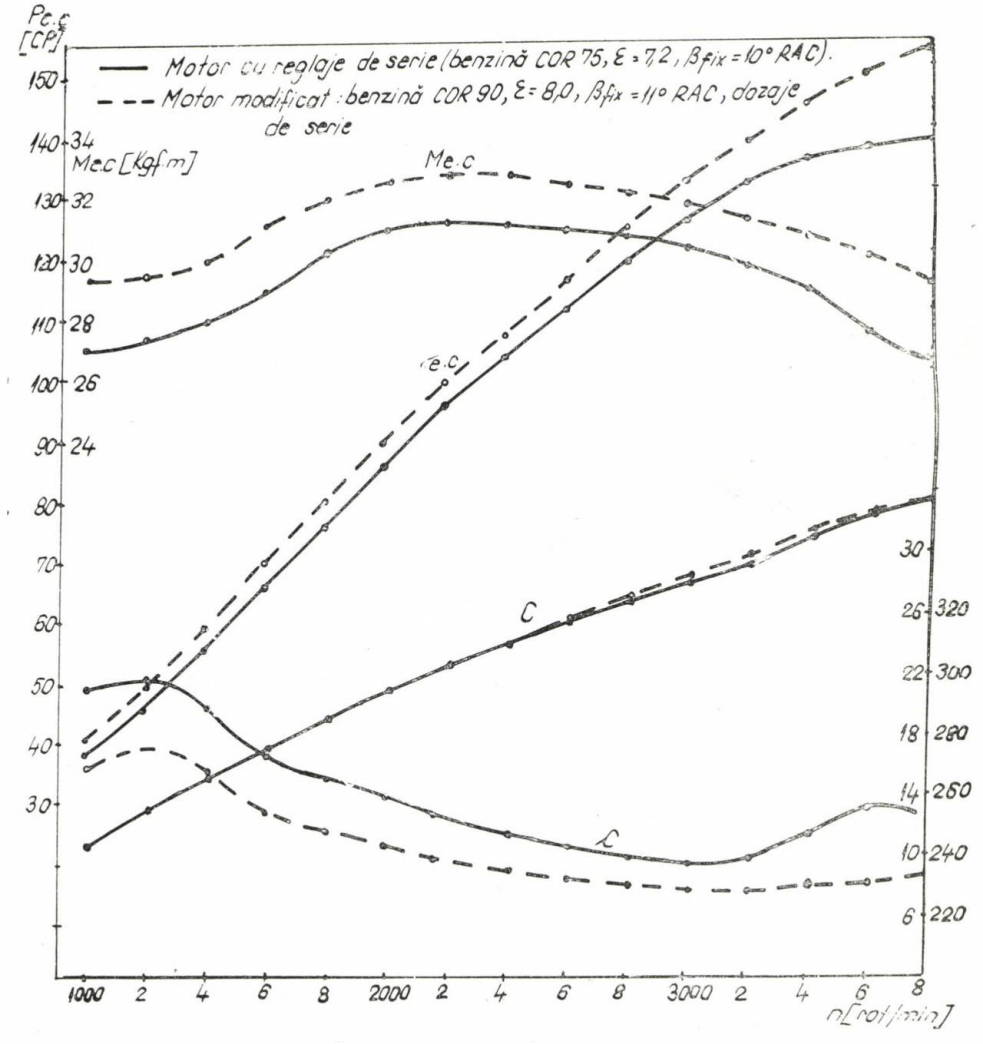


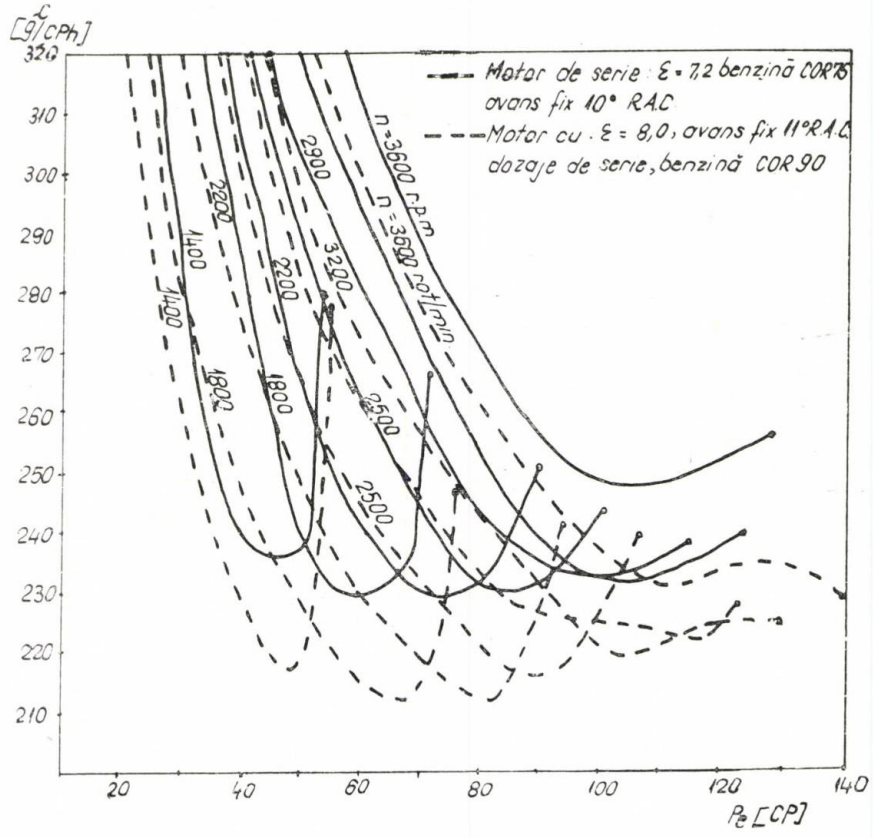
Fig. 5

211, adică 32±5% [kgf.m], respectiv 140±5% [CP], în cazul de față se va recurge la modificarea dozajelor carburatorului, pentru micșorarea cantității de combustibil aspirat de motor.

ză. În toate aceste situații, mersul motorului a fost uniform și stabil, reglajele motorului și carburantului dovedindu-se a fi cele optime.

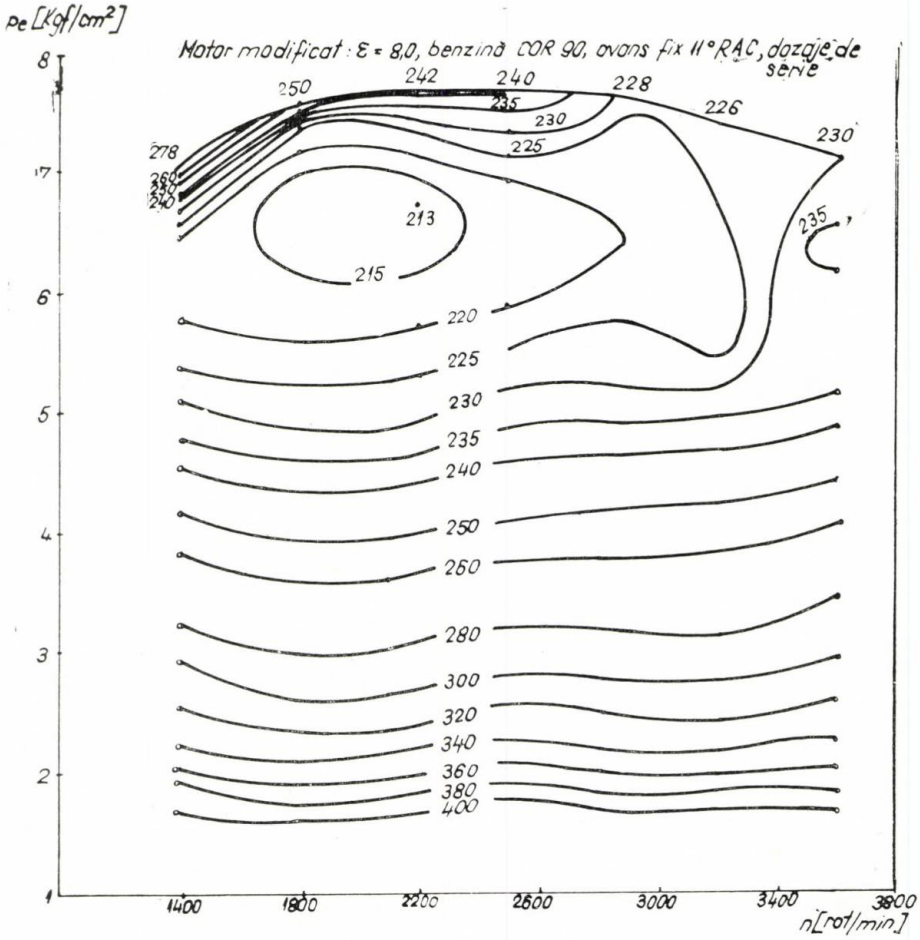
Caracteristica de turație la sarcină totală, prezentată în figura 8, pune în evidență redu-

Fig. 6 ▷



c [g/cPh]
Motor de serie: ε = 7,2 benzină COR75 avans fix 10° R.A.C.
Motor cu: ε = 8,0, avans fix 11° R.A.C. dozaje de serie, benzină COR 90
n = 3600 r.p.m.
n = 3600 rot/min
Pe [CP]

Fig. 7 ▷



Pe [Kgf/cm²]
Motor modificat: ε = 8,0, benzină COR 90, avans fix 11° RAC, dozaje de serie
n [rot/min]

cerea consumului orar de combustibil, care este de 12,3% la turația momentului motor maxim — 2200 rot/min și de 14,9% la turația puterii nominale — 3600 rot/min.

Reducerea consumului orar de combustibil la toate turațiile și sarcinile motorului, este vizibilă și în diagrama caracteristicilor de sarcină, prezentată în figura 9. În diagramă se scoate în evidență o importantă reducere a consumurilor specifice, atît ca valoare minimă, cît și în regimurile de puteri mijlocii și mici. Topograma cîmpurilor de consum specific minim, constituită pe baza acestor caracteristici de sarcină, pune în evidență această reducere a consumurilor specifice minime.

La ridicarea caracteristicii uniformității funcționării cilindrilor, la turația de 2200 rot/min au rezultat valoric înscrise în tabelul 3, care scot în evidență superioritatea parametrilor la funcționarea motorului cu benzină de COR 85.

Topograma reprezentată în figura 10, comparată cu cea a motorului de serie, arată că polul de consum specific minim este de 213 g/CP.h la 2200 rot/min și la presiunea medie efectivă de 6,82 kgf/cm², față de 229 g/CP.h la 2200 rot/min și la 6,03 kgf/cm².

Funcționarea motorului SR. 211 cu benzină de COR 90 și dozajele carburatorului modificate

La utilizarea benzinei de COR 90 și păstrînd raportul de comprimare de 8,0 determinat anterior, s-au stabilit dozajele optime ale

Tabelul 3

Parametrii / Motorul	Δ	η_m [%]	P_m [Kgf/cm²]
Motor de serie (benzină COR 75)	0,990	83,8	1,61
Motor modificat (benzină COR 90 dozaje modificate)	0,990	86,5	1,35

carburatorului care să asigure obținerea parametrilor prescriși de [5]. Astfel, au rezultat aceleași modificări ca și în cazul utilizării benzinei de COR 85 ,adică $j_{econ.\ mec.} = 60$ și $j_{aer} = 160$. La stabilirea legii de avans optim, s-a determinat avansul fix, care are valoarea de 11 [°RAC].

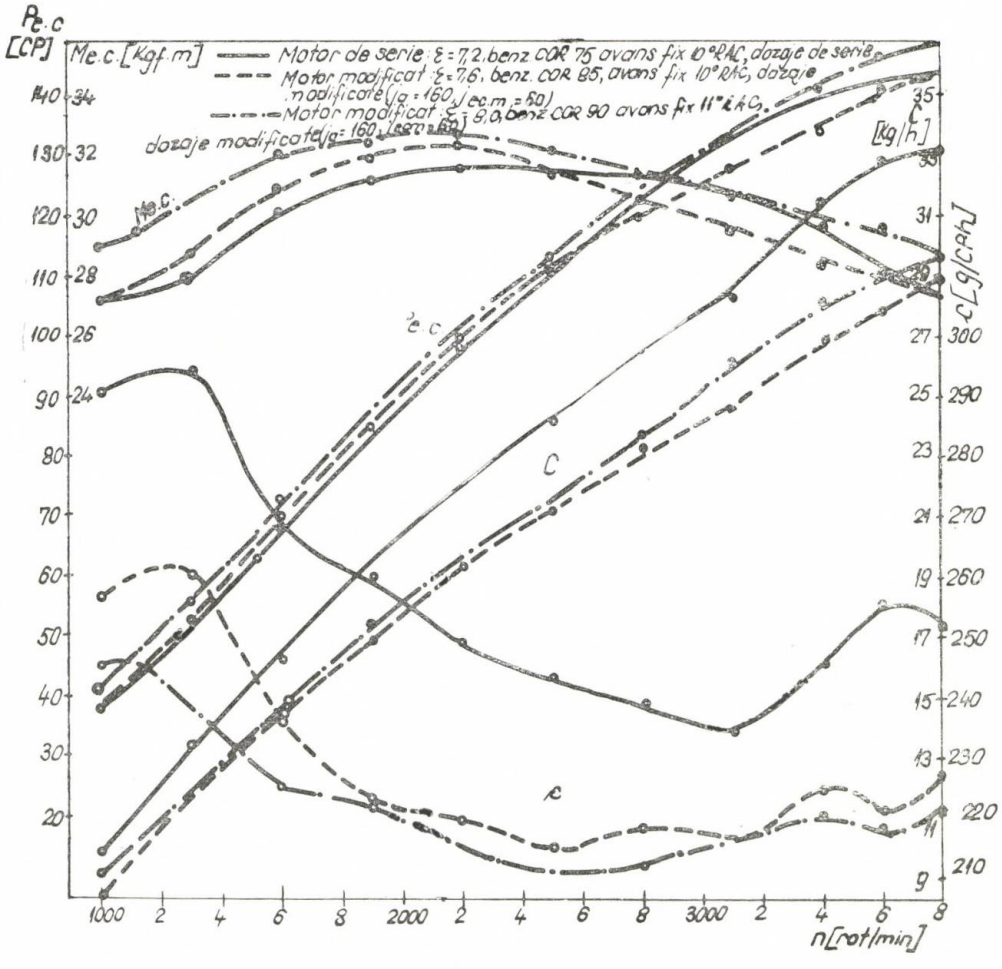


Fig. 8

Fig. 9 ▷

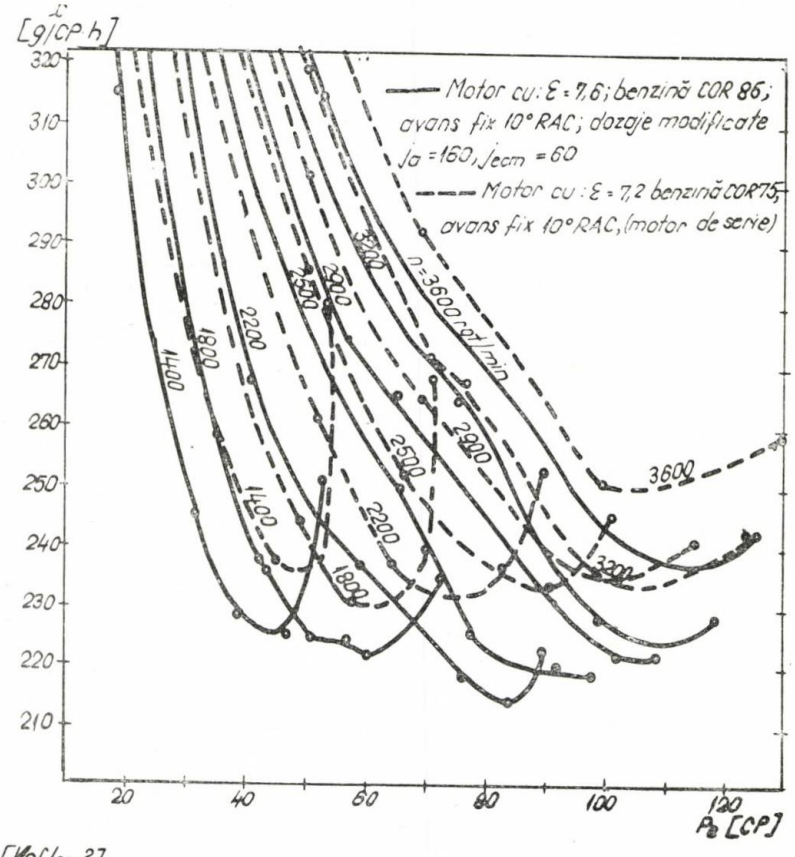
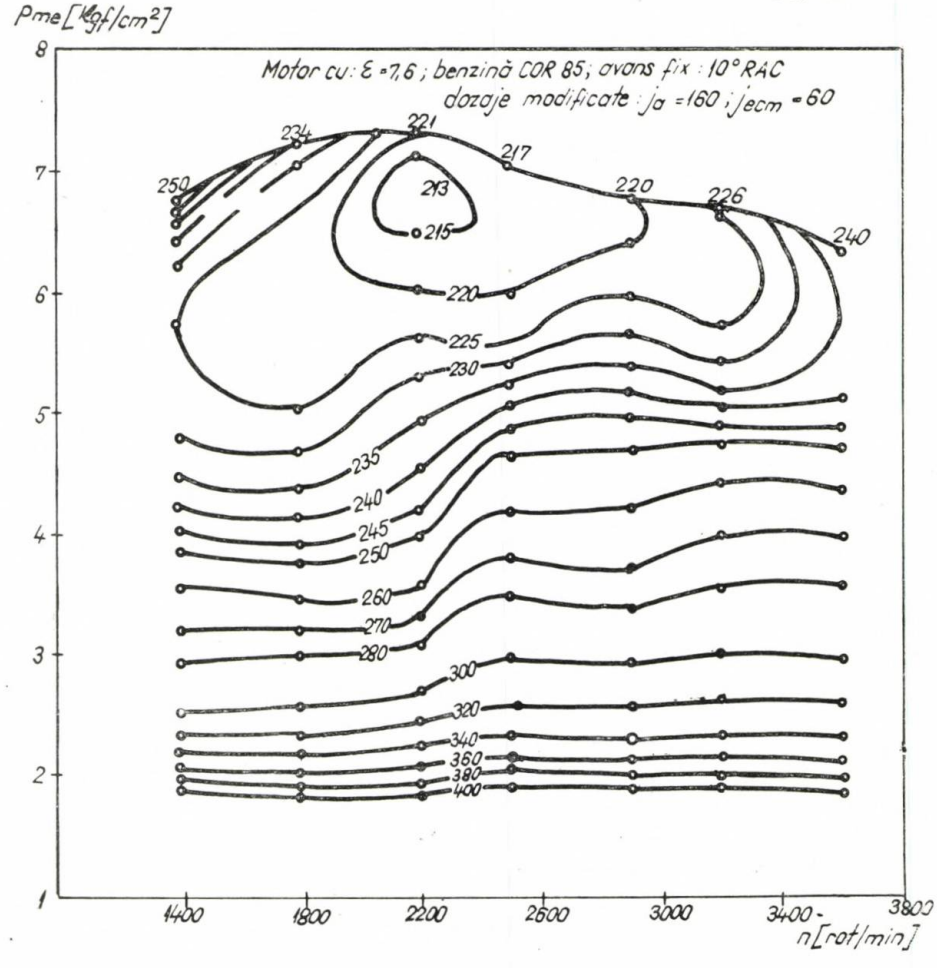

[g/CP h]
Motor cu: ε = 7,6; benzină COR 86; avans fix 10° RAC; dozaje modificate
ja = 160, jecm = 60
Motor cu: ε = 7,2 benzină COR 75; avans fix 10° RAC, (motor de serie)
n = 3600 rot/min
3600
3200
2900
2500
2200
1800
1400
Pe [CP]

Fig. 10 ▷


Pme [kgf/cm²]
Motor cu: ε = 7,6; benzină COR 85; avans fix: 10° RAC
dozaje modificate: ja = 160; jecm = 60
234
221
217
213
220
226
240
250
215
220
225
230
235
240
245
250
260
270
280
300
320
340
360
380
400
n [rot/min]

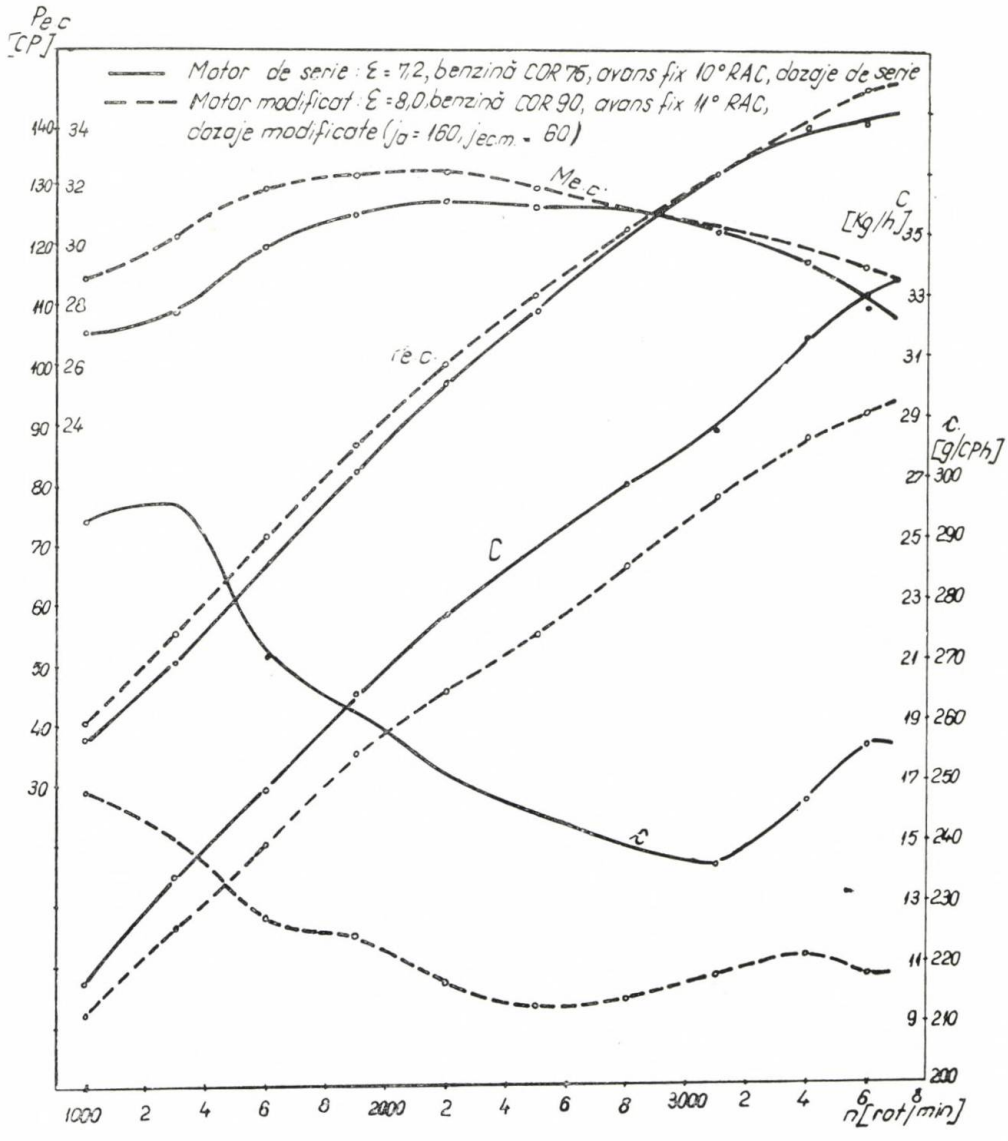


Fig. 11

În figura 11 este prezentată caracteristica de turație la sarcină totală, cu reglajele enunțate mai sus. Se constată o reducere a consumului orar la turația momentului motor maxim, de 11,33%, iar la turația puterii nominale de 11,25%. Din diagramă rezultă și o reducere substanțială a consumului specific, pe toată gama de turații, în medie de 30 g/CP.h.

Funcționarea motorului pe caracteristicile de sarcină a fost reprezentată în figura 12. Se constată o reducere însemnată a consumurilor specifice, la toate regimurile de funcționare.

Topograma cîmpurilor de consum specific minim, reprezentată în figura 13, comparată cu cea a motorului de serie, arată că polul de consum specific minim este de 205 g/CP.h la 2500 rot/min la presiunea medie efectivă de 6,75 kgf/cm^2, față de 229 g/CP.h la 2200 rot/min și la 6,03 kgf/cm^2.

Din caracteristica uniformității funcționării cilindrilor, la turația de 2200 [rot/min], s-au calculat următoarele valori, prezentate în ta-

Tabelul 4

Parametrii / Motorul	Δ	η_m [%]	P_m [Kgf/cm^2]
Motor de serie (benzină COR 75)	0,990	83,8	1,61
Motor modificat (benzină COR 85, dozaje modificate)	O,987	86,8	1,35

belul 4. Și în acest caz se constată o îmbunătățire a parametrilor prezentați, la folosirea benzinei de COR 90.

Fig. 12 ▷

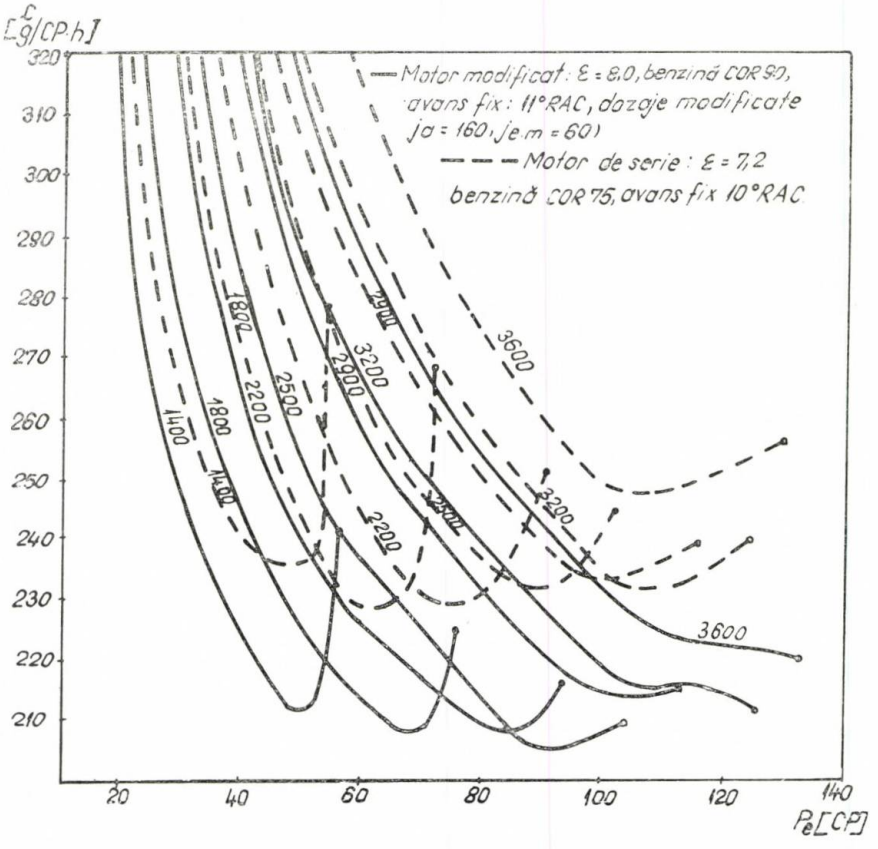
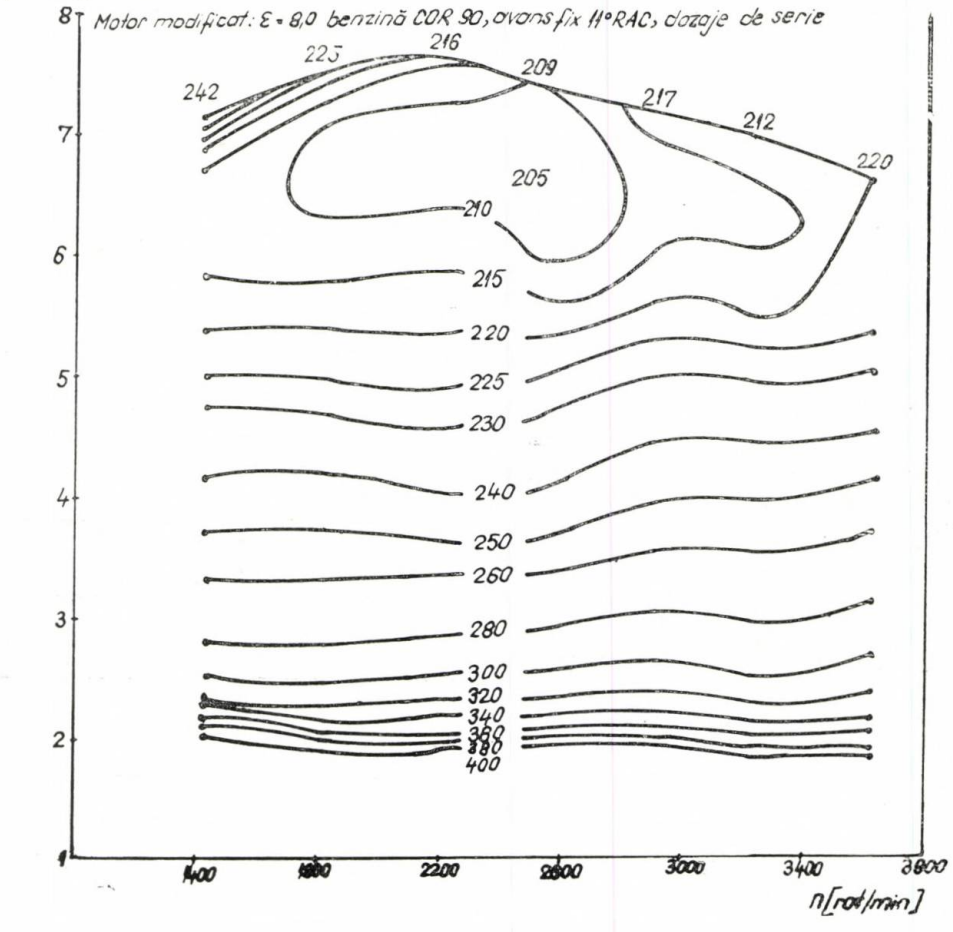

ge [g/CP.h]
— Motor modificat: ε = 8,0, benzină COR 90, avans fix: 11°RAC, dozaje modificate (α = 160, je.m = 60)
— — — Motor de serie: ε = 7,2 benzină COR 75, avans fix 10°RAC
320
310
300
290
280
270
260
250
240
230
220
210
1400
1800
2200
2500
2900
3200
3600
20
40
60
80
100
120
140
Pe [CP]

Fig. 13 ▷


pme [kgf/cm²]
Motor modificat: ε = 8,0 benzină COR 90, avans fix 11°RAC, dozaje de serie
8
7
6
5
4
3
2
1
242
225
216
209
217
212
220
205
210
215
220
225
230
240
250
260
280
300
320
340
360
380
400
1400
1800
2200
2600
3000
3400
3800
n [rot/min]

Concluzii

În cazul utilizării unei benzine superioare cu cifra octanică cuprinsă între 85 și 90 pe motorul SR. 211, este indicat ca raportul de comprimare al motorului să se situeze între valorile 7,6 și 8,0. Dacă se păstrează neschimbate dozajele carburatorului W — 211 A, se obțin performanțe superioare față de motorul de serie, la același consum orar de combustibil.

La reducerea performanțelor motorului la valoarea celor impuse de constructor prin modificările indicate la dozajele carburatorului, se obțin reduceri de consum orar în medie cu 8 — 11 [%].

La motoarele noi, pentru exploatarea cu eficiență maximă a calităților benzinei superioare, se recomandă realizarea unui raport de comprimare de 8,0, ce se obține prin micșorarea la turnare a volumului camerei de ardere din chiulasă, operație ce nu implică dificultăți tehnologice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.:* Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.

[2] *Aramă C., Grünwald, B., Dudaș, T., Dănescu, Al., Apostolescu, N., Manole, A.:* Combustibili și lubrifianți pentru motoare. Editura tehnică, București, 1962.

[3] *Nouven, A.:* La carburation. Institute français du Pétrole et Société des éditions techniques, Paris, 1959.

[4] *Illgen, H.:* Vergasser Handbuch. VEB Verlag Technic, Berlin, 1963.

[5] * * * N.I.D. 2108—66, Norma internă departamentală a motorului SR. 211, București, 1966.

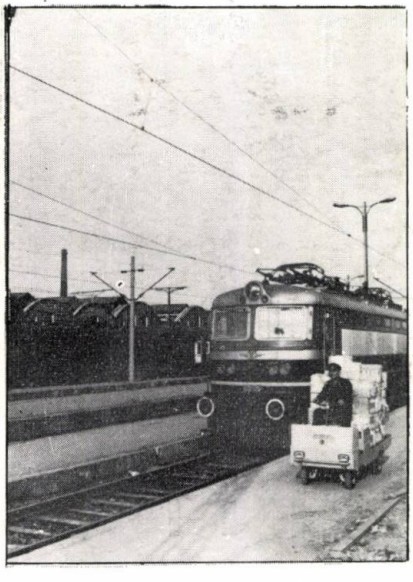
Abonați-vă
la revista
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
1979

Manevrare ușoară și siguranță în exploatare
construcție simplă și funcționare economică

iată unele din calitățile care definesc

electrocarele cu benă basculantă

balkancar



Asigură transportul încărcăturilor individuale sau paletizate, cu viteze reduse şi opriri frecvente în:transportul intern din uzine şi depozite, în gări, aeroporturi, servicii de expediţie, cît şi în spaţii care nu se integrează în sfera tradiţională.

Capacitatea de încărcare: 1 000; 2 000 şi 3 000 kg. Construcţie compactă, prevăzută cu motor puternic cu excitaţie în serie.

Platforme de încărcare joase, care permit transportul unui număr exact de palete standardizate. Variante cu platforme de încărcare scurte,destinate funcţionării în depozite cu etaj, prevăzute cu elevatoare. Viteze de lucru ridicate. Manipulare uşoară. şi capacitate de manevrare perfectă. Posibilitatea montării unor baterii de tracţiune de tipul cu polii pozitivi de formă tubulară. Cheltuieli de exploatare reduse . Un scaun special destinat ajutorului de conducător, prevăzut pe electrocarele de 2 şi 3 t.

ELECTROCARE CU BENA BASCULANTA, tipizate, cu capacitatea de 2 t şi basculare hidraulică trilaterală a benei pentru descărcarea materialelor în vrac.

EXPORTATOR

balkancarimpex

1000 SOFIA, str. Alabin nr. 56
Telefon 88. 21. 22. Telex 023431 / 2
Telegrame: BALKANCARIMPEX Sofia

publicom

Leipziger Messe

Republica Democrată Germană

11-18.3.1979

Uneltele bune reduc munca la jumătate

Dar există și alte motive care trebuie să vă determine să vizitați sectorul de mașini-unelte, prezent la ediția de primăvară a tîrgului de la Leipzig și anume :

— întreprinderi renumite din circa 20 de țări prezintă produse noi și competitive din acest domeniu ;

— numeroase realizări tehnice și științifice din domenii conexe construcției de mașini ;

— oferte interesante, prezentate de grupa de „mașini specializate" ;

— sesiuni de comunicări și conferințe de specialitate, care furnizează date privind ultimele noutăți și soluții pentru diverse probleme.

Mașinile-unelte de înalt nivel tehnic sînt prezente de mulți ani, la fiecare ediție de primăvară a tîrgului de la Leipzig.

Informații despre călătorie și expoziție puteți obține prin O.N.T.-CARPAȚI, sau prin biroul politic-comercial, de pe lîngă Ambasada R.D.G. la București, Str. Dumbrava Roșie Nr. 4, BUCUREȘTI.

O.N.T.-CARPAȚI, organizează de asemenea excursii în grup pentru specialiștii interesați. Se asigură participarea gratuită la conferințele de specialitate.

PENTRU INFORMAREA DVS.

RCM

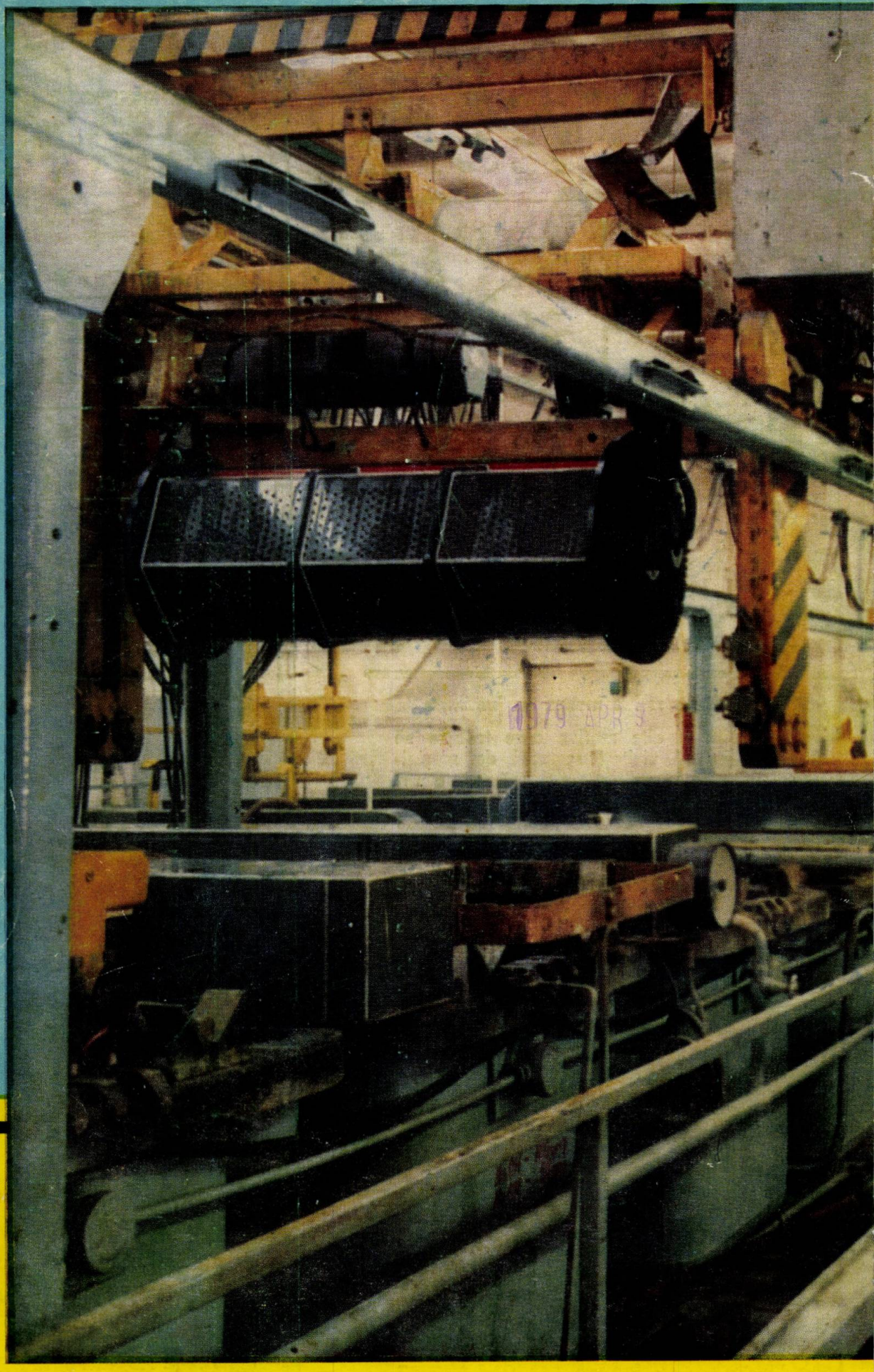
Revista

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

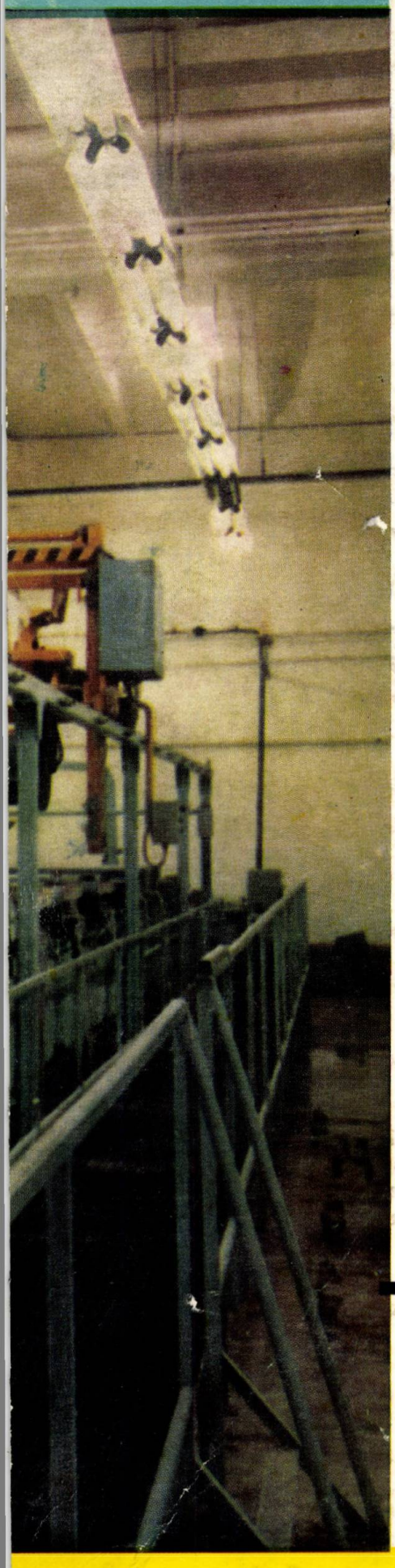
vă prezintă cele mai valoroase realizări ale cercetării și proiectării românești în următoarele domenii:

- MATERIALE NOI, ORGANE DE MASINI
- PROTECTIA SUPRAFETELOR, CALITATE
- ECHIPAMENTE DE TURNATORIE
- PRELUCRARI LA CALD
- ECHIPAMENTE PENTRU SUDARE
- MASINI-UNELTE
- MECANICA FINA, OPTICA
- APARATE DE MASURA SI CONTROL
- ECHIPAMENTE ENERGETICE
- ECHIPAMENTE TEHNOLOGICE
- TRACTOARE SI MASINI AGRICOLE
- MASINI DE RIDICAT SI TRANSPORTAT
- PALETIZARE, CONTEINERIZARE
- DEPOZITARE
- MIJLOACE DE TRANSPORT

Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, nr. 30.15.5.16.70.02.06 BI SMB sau prin mandat poștal la ICPTCM, Sos. Olteniței 105, sector 5, București.

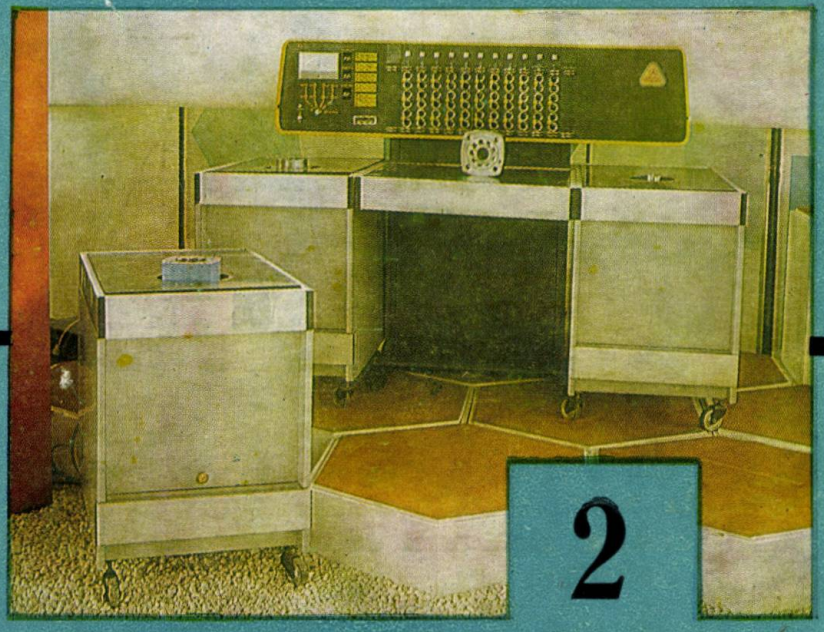

1979 APR 3

3279



R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI



2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXI ■ FEBRUARIE ■ 1979

LA MULŢI ANI,
tovarăşului Nicolae Ceauşescu,
secretarul general al Partidului Comunist Român!

Omagiul de fiecare zi al oamenilor muncii : dragostea şi încrederea cu care îşi întîmpină conducătorul.

Într-un deceniu şi jumătate, de cînd călăuziţi destinele României şi poporului său, ţara noastră a cunoscut o înflorire multilaterală, fără precedent în lunga şi zbuciumata ei istorie. Nu există om care să nu ştie că prietenia, stima şi interesul de care se bucură — azi — naţiunea noastră în întreaga lume sînt rodul neobositelor Dumneavoastră străduanii, animate de o nestrămutată încredere în viitorul paşnic al omenirii.

Conducător şi tovarăş, comunist, om de omenie, apărător al civilizaţiei umane, dar — în primul rînd — fiu devotat al poporului său, sînteţi, pentru noi toţi — comunişti şi oameni ai muncii din uzine, ogoare şi şcoli — un exemplu strălucit în toate domeniile de activitate.

Cu prilejul sărbătoririi zilei de naştere, noi, constructorii de maşini, detaşament de nădejde al clasei muncitoare româneşti, ne angajăm — cu toată răspunderea — să fim la înălţimea sarcinilor încredinţate, pentru a fi demni de cinstea de făurari de azi ai României multilateral dezvoltate de mîine. La mulţi ani !

IOAN AVRAM
ministru al industriei construcţiilor de maşini

„Consider ca o îndatorire a mea, a guvernului, a conducerii noastre politice de a acționa cu și mai multă fermitate pentru dezvoltarea societății românești, pentru avîntul științei, culturii și tehnicii — factori primordiali în progresul fiecărei societăți"

(Din Cuvîntarea rostită cu prilejul înmînării Medaliei de Aur „Norbert Wiener" a Organizației Mondiale pentru Sisteme Generale și Cibernetică).

Personalitate excepțională a vieții politice mondiale, militant consecvent pentru pace și colaborare între popoare pe baza principiilor egalității, respectului independenței naționale, suveranității și integrității teritoriale, **președintele Nicolae Ceaușescu** se bucură, deopotrivă, de stima și prețuirea celor mai largi cercuri științifice internaționale, ca promotor neobosit al științei și tehnologiei în întreaga lume. **Astăzi,** din inițiativa conducătorului său, **România** obține **succese remarcabile** în dezvoltarea ei socială, economică și culturală, pe seama reducerii cheltuielilor militare.

Conducătorul iubit, în mijlocul constructorilor de mașini

... la Întreprinderea de mecanică fină București

... la Întreprinderea de mașini-unelte și agregate București

1979 MAR 14

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 2, FEBRUARIE, 1979

CUPRINS

RIPIANU, A., MARCU, V.: **Considerații asupra calculului momentului de inerție mecanic axial al unui cot plus echipajele mobile aferente acestuia, aparținînd unui arbore cotit.**

PROCOPOVICI, E., IONESCU, L., TIȚU, G., ȘERBĂNESCU, A.: **Sistemul integrat de culegere și prelucrare automată a datelor experimentale pentru dezvoltarea motoarelor termice.**

MĂRĂCINEANU, I.: **Distribuții de viteze de tip general pentru calculul stratului limită pe o suprafață oarecare.**

GAIGINSCHI, R., TIRER, N.: **Mișcarea picăturilor de combustibil injectate direct în cilindrul motorului cu ardere internă.**

PURI, G.: **Cercetări teoretice și experimentale asupra emisiunii de particule solide (funingine) în gazele de evacuare ale motoarelor diesel.**

CARAMAVRU, N.: **Calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, în cazul folosirii injecției-pilot.**

PÎRVULESCU, IOANA, STOAȘA, M.: **Noi clase de lubrifianți pentru turbomotoarele de aviație; metode specifice de încercare.**

BORILĂ Gh.: **Instalație experimentală de foto-înregistrare a evoluției jeturilor de combustibil.**

TOFAN, M.C., IONESCU, A.: **Considerații privind aprinderea în motoarele cu ardere internă.**

URSESCU, D., PAȘA, D., TÂRDEA, I., STAN, S., COȚOVANU, A.: **Posibilități de utilizare a ventilatoarelor bloc cu turbină.**

LINTE, N., BACIU, E., ANISOIU, C., GÎNGU, V.: **Contribuții privind efectul de parascînteiere al cuplului tobă de eșapament tubulatură de evacuare.**

BERINDEAN, V., DOBRESCU, A., SCHWEINERT, I., BARTL, A.: **Studii privind pelicula de ungere la lagărele paliere ale motoarelor diesel de tracțiune feroviară.**

CARPIUC, T.: **Asupra posibilităților de diminuare a poluării produselor de motoarele diesel în perioada de pornire, prin reducerea coeficientului excesului de aer.**

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Consultanți științifici: Dr. ing. Lucian Teodorescu, ing. Ion Costin

SUMAR

CZ : 621.824

Ripianu, A., Marcu, V.: **Considerații asupra calculului momentului de inerție mecanic axial al unui cot plus echipajele mobile aferente acestuia aparținînd unui arbore cotit.**

Se prezintă metoda de calcul a momentului de inerție mecanic axial al unui cot, de arbore cotit, plus părțile mobile ale acestuia (bielă, bolț, piston și segmenți), în raport cu axa de rotație a arborelui cotit. Se aplică la un arbore cotit al unui motor în linie. Relația de calcul este formula clasică Frahn, căreia i se dă o formă mai exactă.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 10 fig., 2 tab., 3 ref.

CZ : 621.4

Procopovici, E., Ionescu, L., Țițu, G., Șerbănescu, A.: **Sistem integrat de culegere a datelor experimentale pentru dezvoltarea motoarelor termice.**

Se prezintă realizarea unui sistem de achiziție și prelucrare de date, integrat, cu aplicație la dezvoltarea motoarelor termice, folosind un calculator de birou și o interfață de proces pentru sistemul de măsură. S-a inclus comanda unui schaner mecanic de SCANIVALVE pentru presiuni și temperaturi, un bloc de supraveghere de limite și alarmare. În realizarea sistemului s-a urmărit realizarea de economii valutare și performanțe ridicate.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 4 fig.,

CZ : 621—28|: 531.1

Mărăcineanu, I.: **Distribuții de viteze de tip general pentru calculul stratului limită pe o suprafață carecare.**

Analiza fizică a dezvoltării stratului limită pe o suprafață oarecare, de la forma laminară la cea turbulentă, pune în evidență o continuă transformare structurală a acestuia. Această transformare poate fi considerată, din punct de vedere cauzal și în cazul ipotezei continuității mediului fluid, ca efect al modificărilor suferite de mărimile fizice caracteristice stratului limită, printre care și viteza în strat. În acest sens, lucrarea analizează două forme polinomiale dublu-parametrice de tip general, ce pot fi utilizate ca legi de distribuție a vitezei în stratul limită.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 4 fig., 3 ref.

CZ : 621.431 : 662.6/.8

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **Mișcarea picăturilor de combustibil injectate direct în cilindrul motorului cu ardere internă.**

În lucrare se prezintă un model de calcul al mișcării picăturilor, rezolvat numeric, pe un calculator, ceea ce a permis luarea în considerare a unui număr sporit de condiții ce influențează mișcarea. Studierea mișcării picăturilor prezintă o importanță deosebită în procesul formării amestecului.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 5 fig., 7 ref.

CZ : 621.436 : 662.613.5

Puri, G.: **Cercetări teoretice și experimentale asupra emisiunii de particule solide (funingine) în gazele de evacuare ale motoarelor diesel.**

Creșterea numărului motoarelor diesel, fabricate și în exploatare la noi în țară impune preocupări susținute pentru reducerea tendinței spre poluare a acestui tip de mașină energetică. Elementul principal al poluării datorită motoarelor diesel fiind funinginea, autorul a analizat influența factorilor funcționali și constructivi ai motorului asupra emisiunii de funingine, încercînd să tragă și unele concluzii teoretice și asupra genezei funinginii. Prin modul de abordare și tratare al problemei luată în studiu, se dau cîteva indicații concrete asupra posibilităților de reducere a emisiunii de funingine la motorul diesel cu injecție directă.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 12 fig., 1 tab., 18 ref.

CZ : 621.436 : 662.6/.8

Caramavru, N.: **Calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere a unui combustibil ușor, în cazul folosirii injecției pilot.**

În această lucrare se verifică valabilitatea cîtorva relații uzuale pentru determinarea perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, în cazul folosirii injecției pilot, la motorul Diesel cu injecție directă și apoi pe bază de date experimentale se deduc relațiile noi pentru calculul acestora.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 5 fig., 1 tab., 7 ref.

CZ : 621.431.75 : 621.892

Pârvulescu, Ioana, Stoașa, M.: **Noi clase de lubrifianți pentru turbomotoarele de aviație. Metode specifice de încercare.**

Condițiile funcționale deosebit de dificile, caracteristice turbomotoarelor de aviație, au condus la necesitatea realizării a noi clase de lubrifianți, respectiv a unor produși sintetici. Necesitatea definirii precise a comportării lor funcționale, a condus la metode experimentale specifice, analizate în lucrare atît sub aspectul caracteristicilor bazei materiale necesare, cît și asupra utilizării și preciziei rezultatelor obținute.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

CZ : 662.61

Borilă, G.: **Instalație experimentală de foto — înregistrare a evoluției jeturilor de combustibil.**

Se studiază evoluția unui jet de combustibil prin fotoînregistrare. Se prezintă avantajele acestei metode care permite foto-înregistrarea pe un motor în funcțiune. De asemenea, este descrisă instalația experimentală de foto-înregistrare a impactului jet-perete realizată de autor.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 7 fig., 8 ref.

CZ : 621.431

Tofan, M. C., Ionescu, A.: **Considerații privind aprinderea în motoarele cu ardere internă.**

Se studiază procesul de aprindere în motoarele cu ardere internă prin modelarea unui mecanism de inițiere a procesului de ardere a hidrocarburilor.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 5 fig., 3 ref.

CZ : 621.63

Ursescu, D., Pasa, D., Țîrdea, T., Șerban, S., Coțovanu, A.: **Posibilități de utilizare a ventilatoarelor bloc cu turbină.**

Lucrarea își propune să determine domeniile de aplicare a unei game de ventilatoare bloc cu turbină realizate prin „modulizare" plecînd de la același generator de gaze de mică putere. Pentru generatorul de gaze respectiv, calculele scot în evidență că utilizarea ventilatorului bloc cu turbină ca treaptă a doua a turbomotoarelor cu gaze pentru propulsia aeriană, devine competitivă în raport cu soluția clasică (turbină liberă — reductor) de la puteri mai mari de 400 CP. Sub această putere, soluția este indicată pentru grupuri de propulsie cu timp redus de funcționare (motorplanoare, avioane de putere mică, avioane cu decolare pe verticală).

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 2, 3 fig., 3 ref.

CONTENTS

DC : 621.824

Ripianu, A., Marcu V. : **Considerations about the calculation of the axial mechanic inertia momentum of a crank and the equipment connected to it, belonging to a crankshaft.**

The paper presents the computing method for the axial mechanic inertia momentum of a crank, associated to a crankshaft, as well as the mobile parts of the latter (connectingrad, piston pin, piston and piston vings) in relation with the rotation axis of the crankshaft. It is applied to a crankshaft belonging to an in-line engine. The computing relationship is the clasic Frahn formata, to which a more exact form is given.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 10 fig., 2 tab., 3 ref.

DC : 621.4

Procopovici, E., Ionescu, L., Țițu, G., Șerbănescu, A : **Integrated system for experimental acquisition for experimental acquisition for the development of thermal engines.**

Presents the achievement of an integrated system for data acquisition and processing, with applications in the development of thermal engines, by the aid of an office type computer and of a processing interface for the measuring system. There was also included the command of a mechanical system of visualisation, SCANIVALVE type, for pressures and temperatures, a surreying block for limits and alarm. In the achievment of the system, the authors obtain currency economies, as well as high performances.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 4 fig.

DC : 621—28 : 531.1

Mărăcineanu, I. : **General Type Spead Distribution for the Calculation of the Boundary Layer on a Given Surface.**

The physical analysis of the boundary layer development on a given surface, from the laminor to the turbulent form, makes obvious the continnous structural transformation of the respective layer. This transformation may be considered, from a causal point of rue and within the fluid medium continuity hypothesis, as an effect of the modifications undergone by the characteristic physical properties of the boundary layer, among which the speed within the layer as well. In this sense, the work analyses two general type double parametric polynominal form, which can be used as speed distribution laws within the boundary layer.

Construcția de mașini, no. 2, 4 fig., 3 ref.

DC : 621.431 : 662.6/.8

Gaiginschi, R., Tirer, N. : **The Movement of Fuel Drops Directly Injected in the Cylinder of the Internal Combustion Engine.**

It is presented a calculation model of drops movement, obtained on a numerical calculation machine, this permitting the taking into consideration of an increased number of conditions which influence the movement. The study of drops movement is of an outstanding importance for the mixture formation process.

Construcția de mașini, no. 2, 5 fig., 7 ref.

DC : 621.436 :662.613.5

Puri, G. : **Theoretical and Experimental Researches on the Emission of Solid Particles (Soot) in the diesel Engine Evacuation Gases.**

The increase in number of the diesel engines, made and used in our country necessitates constant preocupations with the diminishing of the polluting tendency of this type of power engine. The main clement of pollution due to the diesel engine being soot, the author has analysed the influence of the functional and construction factors of the engine on the emission of soot, trying also to draw some theoretical conclusions concerning the production of soot. By the manner of approaching and heating the problem under consideration, some concrete indications are given as to the possibilities of reducing the soot emission in the case of the direct injection diesel engine.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 12 fig., 1 tab., 18 ref.

DC : 621.436 : 662.6/.8

Caramavru, N. : **Calculation of Self-Ignition Delay Periods of the Light Fuel, in the Case of Pilot Injection.**

In this work is verified the validity of several usual relations for the determination of self-ignition delay periods of the light fuel, in the case of using the pilot injection with the direct injection Diesel engine and then, based on some experimental data, there are inferred the new relations for their calculation.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 1 tab., 7 ref.

DC : 621.431.75 : 621.892

Pârvulescu, Ioana, Stoașa, M. : **New Classes of Lubricants for Turbo-Jet Engines ; Particular Testing Methods.**

The extremely difficult running conditions, characteristic of aircraft turbo-jet engines, led to the necessity of developing new classes of lubricants, namely some synthetic products. The necessity of the precise definition of their behaviour, during the running of the engine, led to particular testing methods, analysed here, having in view both the characteristic features of the necessary material basis and the utility and accuracy of the results obtained.

Construcția de mașini, 3 (1979), no. 2, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

DC : 662.61

Borilă, G. : **The Experimental Plantof Photo-Registering the Evolution of Fuel Spurts.**

It is studied, by photo-registration, the evolution of a fuel spurt. There are presented the advantages of this method which permits the photo-registration ou an engine in operation. It is also described the experimental plant of photo-registering the impact spurt-wall.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 7 fig., 8 ref.

DC : 621.431

Tofan, M. C., Ionescu, A. : **Considerations regarding the ignition in the combustion engines.**

It is studied the ignition process in combustion engines by modelling an initiating mechanism of the hydrocarbon burning process.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 3 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.824

Ripianu, A., Marcu, V. : **Considérations sur le calcul du moment d'inertie mécanique, axial d'un bras de manivelle et des équipements mobiles afferents à celui-ci, appartenant à un vilebrequin.**

On présente la méthode de calcul du moment d'inertie mécanique axial du bras de manivelle d'un vilebrequin et des parties mobiles de celui-ci (bielle, boulon, piston et segments) par rapport à l'axe de rotation du vilebrequin. On applique au vilebrequin d'un moteur en ligne. La relation de calcul est la formule classique Frahn, à laquelle on donne une forme plus exacte.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 10 fig., 2 tab., 3 ref.

CD : 621.4

Procopovici, E., Ionescu, L, Ţiţu, G., Şerbănescu, A. : **Système intégré, d'acquisition de données expérimentales pour le développement des moteurs thermiques.**

On présente l'exécution d'un système intégré d'acquisition et de traitement de données servant au développement des moteurs thermiques, en utilisant un calculateur de moyene capacité et une interface de processus pour le système de mesure. On a inclus un système opto-mécanique de visualisation de type scanivalve pour des pressions et températures, un block de surveillage pour les limites et d'alarme pour les situations critiques.

Le système a été exécuté afin d'obtenir des performances élevées et la réalisation une réduction des importations, avec de certes avantages valutaires.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 4 fig.

CD : 621-28 : 531.1

Mărăcineanu, I. : **Distributions des vitesses de type général pour le calcul de la couche limite sur une surface quelconque.**

L'analyse physique du développement de la couche limite sur une surface quelconque, de la forme lamineuse à celle tourbillonnante, met en évidance une continuelle transformation structurelle de cette dernière. Cette transformation peut être considerée du point de vue causal dans l'hypothése de la continuité de milieu fluide, comme effet des modifications subies par les grandeurs physiques caractéristiques pour la couche limite y compris la vitesse en couche. Dans ce sens, le travail analyse deux formes polynômiales double paramétriques de type général, qui peuvent être utilisées comme lois de distribution de la vitesse dans la couche limite.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 4 fig., 3 ref.

CD : 621.431 : 662.6/.8

Gaiginschi, R., Tirer, N. : **Le mouvement des gouttes de carburant directement injecté dans le cylindre du moteur à combustion interne.**

Cet ouvrage présente un modèle à calculer le mouvement des gouttes, résolu numériquement sur un calculateur, ce qui permet la prise en considération d'un grand nombre de conditions qui influencent le mouvement. L'étude du mouvement des gouttes présente une importance particulière dans le processus de la formation du mélange.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 7 ref.

CD : 621.436 :662.613.5

Puri, G. : **Recherches théoriques et expérimentales sur l'emission des particules solides (suie) dans les gaz d'évacuation des moteurs diesel.**

L'accroissement du nombre des moteurs diesel, fabriqués et mis en exploitation chez nous, impose des préocupations soutenues pour la réduction de la tendance de pollution de ce type de machine énergetique. L'élément principal de la pollution grâce aux moteurs diesel, étant la suie, l'auteur a analisé l'influénce des facteurs fonctionnels et constructifs des moteurs sur l'emission de la suie essayant de tirer aussi quelques conclusions théoriques sur la génèse de la suie. On donne par la manière d'aborder et de taiter le problème étudié, quelques indications concrètes sur les possibilités de réduction de l'emission de la suie aux moteurs diesel à injection directe.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 12 fig., 1 tab., 18 ref.

CD : 621.436 : 662.6/.8

Caramavru, N. : **Le calcul des périodes de retard à l'allumage d'un combustible léger dans le cas de l'utilisation de l'injection pilote.**

Dans ce travail on vérifie la valabilité de quelques relations usuelles pour déterminer les périodes de retard à l'allumage du combustible léger dans le cas de l'utilisations de l'injection pilote pour le moteur diesel à injection directe et après, ayant à la base des données experimentales, on va déduire les nouvelles relations pour les calculer.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 1 tab., 7 ref.

CD : 621.431.75 : 621.892

Pârvulescu, Ioana, Stoaşa, M. : **Nouvelles classes de lubrifiants pour les turbo-moteurs d'aviation ; méthodes specifiques d'essais.**

Les conditions fonctionnelles particulièrement difficiles, qui sont caractéristiques pour les turbos d'aviation ont déterminé la nécessité de lubrifiants c.à.d. des nouveaux produits de synthèse. La nécessité de deffinir précisément leur comportement fonctionnel a conduit aux méthodes expérimentales specifiques qui sont analisées dans le material presenté A.A. sous l'aspect des caractéristiques de la base materielle nécessaire que sur l'utilité et la précision des résultats obtenus.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

CD : 662.61

Borilă, G. : **Installation expérimentale de photo-enrégistrement de l'évolution des jets de carburant.**

On étudie l'évolution d'un jet de carburant, au moyen du photo-enrégistrement. On présente les avantages de cette méthode qui permet le photo-enrégistrement sur un moteur en fonction. On décrit aussi l'installation expérimentale de photo-enrégistrement de l'impact jet-paroi, réalisé par l'auteur.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2,7 fig., 8 ref.

CD : 621.431

Tofan, M, C., Ionescu, A. : **Considérations concernant l'allumage aux moteurs à combustion interne.**

On étudie le processus d'allumage aux moteurs à combustion interne par le modelage d'un méchanisme qui initie la combustion des hydrocarbures.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 3 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.824

Ripianu, A., Marcu, V.: **Betrachtungen über die Berechnung des axialmechanischen Trägkeitsmoments eines Krümmers und der dazugehörigen beweglichen Teile einer Kurbelwelle.**

Es werden die Berechnungsmethoden des axialmechanischen Trägheitsmoments eines Kurbelwellenkrümmers, sowie dessen beweglichen Teile (Plenel, Bolz, Kolben und Ringe) im Verhältins zur Drehungsachee der Kurbelwelle vorgestellt. Anwendung auf die Kurbelwelle eines Reihenmotors. Die Berechnungsart ist die klassische Formel Frahn, die eine genauere Form enhält.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 10 Bild, 2 Taf., 3 Lit.

DK : 621.4

Procopovici, E., Ionescu, L., Ţiţu, G., Şerbănescu, A.: **Integrationssystem für die Auswahl der Versuchsdaten bei der Entwicklung der Verbrenungsmotoren.**

Es wird die Entwicklung eines integriehten Wähl — und Datenverarbeitungssystems mit Anwendung im Bereich der Verbrenungsmotoren vorgestellt bei Gebrauch einer Bürorechenmaschine und einer Prozessberührungsfläche für das Me system. Gleichzeitig wurde ein opto-mechanisches Schauersystem vom Typ Scanivalve für Druck und Temperaturen eingeführt, ein überwachungsblack für Grenzfälle und Alarmsystem. Bei der Entwicklung des Systems wurde Rücksicht genommen auf Ökonomizität und bessere Ergebnisse.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 4 Bild.

DK : 621—28 : 531.1

Mărăcineanu, I.: **Geschwindigkeitverteilungen vom allgemeinen Typ, für die Berechnung der Grenzenschicht auf einer beliebigen Ebene.**

Die physische Analyse der Entwicklung der Grenzenschicht auf einer beliebigen Ebene, an der Välzform zur Turbulenzform, hebt eine fortwährende Umartung dessen Struktur hervor. Diese Umortung kann, aus lausalen Gründen und im Bereich der Annahme der Kontinuität des flüssigen Mediums, als Folgerung der durchstandenen Wandlungen der massgebenden physischen Grössen der Grenzschicht, unter denen auch die Geschwindigkeit in der Schicht, betrachtet werden. Diesbezüglich analysiert diese Arbeit zwei polynomiale doppelparametrische Formen von allgemeinen Typ, die als Gesetze für die Verteilung der Geschwindigkeit in der Grenzenschicht, verwendet werden können.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 4 Bild, 3 Lit.

DK : 621.431 : 662.6/.8

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **Die Bewegung der Kraftstofftropfen die direkt in einen Motorzylinder mit innerer Verbrennung eingespritzt werden.**

In der Arbeit wird ein, mit einem Computer gelöstes zahlenmässig auf die Tropfenbewegung bezogenes Modell dargestellt, was zu einer erweiterten Anwendung der Eigenschaften die die Bewegung beeinflussen, führte. Das Studium der Tropfenbewegung ist besonders wichtig im Prozess der Gemischbildung.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 5 Bild, 7 Lit.

DK : 621.436 : 662.613.5

Puri, G.: **Theoretische und experimentelle Untersuchungen über Russemmission in den Abgasen der Dieselmotoren.**

Das Anwachsen der in unserem Lande erzeugten und im Dienst stehenden Dieselmotoren bestimmt umfangende Untersuchungen zum Herabsetzen der Tendenz zur Luftverunreinigung durch diese Maschine. Da der Russ das Grundelement der Luftverunreinigung durch Dieselmotoren ist, untersuchte der Autor den Einfluss der funktionellen und konstruktiven Faktoren des Motors auf die Russmmission und versuchte einige tehoretische Schlussfolgerungen über das Entstehen des Russes zu ziehen. Es werden einige konkrete Hinweise über die Möglichkeiten der Verminderung der Russemmission beim Diesel-motor mit Direkteinspritzung gegeben.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 12 Bild., 1 Taf, 18 Lit.

DK : 621.436 : 662.6/.8

Caramavru, N.: **Berechnung des Zündverzuges von leichtem Brennstoff, bei Gebrauch von Piloteinspritzung.**

In dieser Arbeit wird die Gültigkeit einiger gebräuchlicher Formeln zur Berechnung des Zündverzuges von leichtem Brennstoff bei Gebrauch der Piloteinspritzung in dem D-103 Dieselmotor geprüft und dann werden auf Grund von experimentellen Versuchen ihre Berechnungsbeziehungen abgeleitet.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 5 Bild, 1 Taf, 7 Lit.

DK : 621.431.75 : 621.892

Pârvulescu, Ioana, Stoaşa, M.: **Neue Schmiermittelklassen für Flugzeugturbomotoren ; spezifische Versuchsmethoden.**

Die besonders schwierigen funktionellen Bedingungen, charkteristisch für Flugzeugturbomotoren führten dazu, neue Schmiermittel herzustelln, oder aber, einiger synthetischer Produkte. Die Notwendigkeit einer genaueren Bestimmung ihres funktionellen Verhaltens führten zu spezifischen experimentellen Methoden, die in der Arbeit sowohl unter dem Gesichtspunkt der notwendigen materiellen Basis, als auch hinsichtlich des Gebrauchs und der Genauigkeit der eiziehlten Ergebnisse untersucht wurden.

Consrucţia de maşini, Nr. 2, 2 Bild., 1 Taf., 3 Lit.

DK : 662.61

Borilă, G.: **Experimentelle Einrichtung für Foto-Aufnahme des Kraftstoffjetablaufs.**

Es wird die Evolution des Kraftstoffjets durch Foto-Anfnahme untersucht. Es werden die Vorteile dieser Methode vorgestellt die Fotoaufnahme bei einem funktionierenden Motor ermöglicht. Gleichzeitig wird die Versuchseinrichtung des Jet-Wand Impakts beschrieben, die vom Autor hergestellt wurde.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 7 Bild, 8 Lit.

DK : 621.431

Tofan, M. C., Ionescu, A.: **Bemerkungen bezüglich der Zündung bei Verbrennungskraftmotoren.**

Es wird der Zündungsprozess bei Verbrennungskraftmotoren durch Modelieren eines Einführmechanismus in den Verbrennung prozess der Kohlenwasserstoffe untersucht.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 5 Bild, 3 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

Д.К.: 621.824

Рипиану, А., Марку, В.: **К вопросу о расчёте осевого механического момента инерции колена совместно с соответствующими движущимися устройствами коленчатого вала.**

Представлен расчётный метод для механического осевого момента инерций калена коленчатого вала, а также его подвижных частей (шатуна, болта, поршня и поршневых колец), по отношению к оси вращения коленчатого вала. Данный метод применяется для коленчатого вала рядного двигателя. Расчётная зависимость является классической формулой Франа, форма которой уточняется таким образом.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2., 10 рис., 2 таб., 3 лит.

Д.К. 621.4

Прокопович, Е., Ионеску, Л., Тицу, Т., Шербэнеску, А.: **Интегрированная система отбора экспериментальных данных для развития тепловых двигателей.**

Представлен способ разработки интегрированной системы отбора и обработки данных, применяемых в развитий тепловых двигателей, используя ЭВМ настольного типа и процессную граничную поверхность для системы измерения. Система включает управление механическим сканером типа „SCANIVALVE" для давлений и температур, изыскательный блок для пределов и предупреждения. При разработке системы имели в виду получение валютных экономий и высоких параметров работы.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 4 рис.

Д.К.: 621-28 : 531.1

Мэрэчинеану, И.: **Распределения скоростей общего типа при расчёте предельного слоя на данной поверхности.**

Физический анализ развития предельного слоя на данной поверхности от ламинарной к турбулентной форме выявляет его непрерывную структурную перемену. Эту перемену можно рассматривать, с причинной точки зрения, предполагая среду непрерывную, как эффект изменений физических величин, среди которых скорость слоя.

В этом отношении работа проводит анализ двух форм двухпараметровых полиномов общего типа, которые можно использовать в качестве законов распределения скорости в предельном слое.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 4 рис., 3 лит.

Д.К.:621.431 : 662.6/.8

Гайджинский, Р., Тирер, Н.: **Движение топливных капель, впрыскиваемых непосредственно в цилиндре двигателья внутреннего сгорания.**

В работе представляется расчётная числовая модель движения капель, решаемая на ЭВМ, что позволило принимать во внимание большее количество условий, влияющих на движение. Исследование движения капель имеет особое значение для процесса образования смеси.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 5 рис., 7 лит.

Д.К.: 621.436 : 662.613.5

Пури, Г.: **Теоретические и экспериментальные исследования в связи с эмиссией твёрдых частиц (сажей) в эвакуационных газах дизелей.**

Рост дизельных двигателей изготовленных и эксплуатируемых в нашей стране обязывает к постоянным поискам ввиду сокращения стремления загрязнения данного вида энергетической машины. Основным элементом загрязнения происходящим от дизельных двигателей будучи сажа, автор проанализировал влияние функциональных и конструктивных факторов двигателя на эмиссию сажи, пытаясь сделать некоторые теоретические выводы в связи с происхожденнем сажи. Подход и обработка исследуемой задачи ведут к некоторым контрактным указаниям в связи с возможностями сокращения эмиссии сажи дизельным двигателем с непосредственным инжектированием.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 12 рис., 1 таб., 18 лит.

Д.К.: 621.436 : 662.6/.8

Карамавру, Н.: **Расчёт периодов задержки при самовоспламенении лёгкого топлива в случае применения предварительного впрыска.**

Проверяется действительность отдельных обычных зависимостей для определения периодов задержки во времени при самовоспламенении лёгкого топлива в случае применения предварительного впрыска в дизелях с непосредственным впрыскиванием, и затем на основе экспериментальных данных выводятся новые зависимости для их расчёта.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2., 5 рис., 1 таб., 7 лит.

Д.К.: 621.431.75 : 621.892

Пырвулеску, И., Стоаша, М.: **Новые классы смазок для авиационных турбодвигателей. Специфические методы испытания.**

Особенно трудные условия работы, характеризующих авиационные турбодвигатели вызвали необходимость создания новых класс смазок, то-есть синтетических продуктов. Необходимость точного определения их поведения при работе привела к новым специфическим опытам, анализ которых проводится в работе как с точки зрения характеристики необходимой материальной базы, так с точки зрения их применимости и точности полученных результатов.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 2 рис., 1 тиб., 3 лит.

Д.К.: 662.61

Борилэ, Г.: **Опытная установка для фоторегистраций развития топливных струй.**

Изучено развитие топливного струй способом фоторегистрации. Представлены преимущества этого метода, позволяющего провести фоторегистрацию на работающем двигателе. Описывается также опытная установка для фоторегистрации удара струй — стены, разработанной автором.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 7 рис., 8 лит.

Д.К.: 621.431

Тофан, М., К., Ионеску, А.: **К вопросу зажигания в двигателях внутреннего сгорания.**

Рассматривается процесс зажигания в двигателях внутреннего сгорания способом моделирования механизма приступления к сгоранию углеводородов.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 5 рис., 3 лит.

CZ : 621.4

Linte, N., Baciu, E., Anisoiu, C., Gîngu, V.: **Contribuţii privind efectul de parascinteiere al cuplului toba de eşapament — tubulatura de evacuare.**

În lucrare, finalizată prin executarea şi experimentarea unor tobe de eşapament şi tubulaturi de evacuare ce asigură un grad total de reţinere al scînteilor, în situaţia motoarelor cu aprindere prin compresie, se arată soluţiile constructive aplicate, se propun o metodologie de experimentare cu grad de severitate ridicat precum şi recomandări privind reglementările în acest sens.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 2, 6 fig., 2 tab., 2 ref.

CZ : 621.436

Berindean, V., Dobrescu, A., Schweinert, I., Bartl, A.: **Studii privind pelicula de ungere la lagărele palier ale motoarelor diesel de tracţiune feroviară.**

Se studiază grosimea peliculei de ungere şi temperatura cuzinetului, în mod experimental, la lagărele motoarelor diesel de tracţiune feroviară, solicitate dinamic.

Construcţia de maşini, 3 (1979), nr. 2, 5 fig., 2 ref.

CZ : 621.436

Capiuc, T.: **Asupra posibilităţilor de diminuare a poluării produselor de motoarele diesel în perioada de pornire prin reducerea coeficientului excesului de aer.**

Regimul de pornire al motoarelor diesel perzintă condiţii extrem de favorabile formării de substanţe nocive în produsele de ardere. Ca metode cunoscute pentru diminuarea emisiilor poluante sînt: preîncălzirea aerului la aspiraţie, recircularea parţială a gazelor de ardere, montarea unor clapete obturatoare pe admisie şi utilizarea unor instalaţii cu flacără. Lucrarea cuprinde o tratare teoretică a acestor influenţe asupra coeficientului de exces de aer al motorului şi prezintă totodată unele rezultate practice obţinute pe un motor diesel cu cameră de turbionare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 2, 4 fig., 5 ref.

DC : 621.63

Ursescu, D., Paşa, D., Tîrdea, I., Şerbn, S., Coţovanu, A.: **Some Possibilities of Usine Block Turbo-Blowers.**

The work has in view the determination of application domains of a series of block turbo-blowers achieved by „the modulating method", starting from the same low-powered gas generator. In the case of this gas generator, the calculation proves, that the use of the block turbo-blower as the second stage of the gas turbo-engines for air propelling becomes competitive in comparison with the classic solution (free turbine reductor), used for powers higher than 400 HP Below this level is recommended the former solution, for propelling groups of reduced operation time (motor-gliders, low-powered airplanes, vertical take off airplanes).

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 3 fig., 3 ref.

DC : 621.4

Linte, N., Baciu, E., Anisoiu, C., Gîngu, V.: **Some Contributions Regarding the Spark-Arresting Effect of the Couple Exhaust Muffler — Exhaust System.**

This work, carried out by the fulfilment and testing of some exhaust mufflers and exhaust systems which assure the complete spark arrest, in the case of diesel engines, deals with the building solutions applied and suggests a testing methodology of a very high degree of severity, as well, as some recommandations regarding the respective settlements.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 6 fig., 2 tab., 32 ref.

DC : 621.436

Berindean, V., Dobrescu, A., Schweinert, I., Bartl, A.: **Research Regarding the Oil Film with the Bearings of Locomotive Diesel Engines.**

The article studies the thickness of the oil film and the bearing brass temperature during souce tests effectuated with the bearings of locomotive diesel engines, under dynamic stress.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 2 ref.

DC : 621.436

Carpiuc, T.: **On the Possibilities of Diminishing the Pollution Produced by Diesel Engines during their Starting Period by Reducing the Air Excess Coefficient.**

Diesel engines starting system presents some conditions very favourable to the formation of noxious substances in the combustion products. Some well-known methods used to diminish the pollutant emissions are the following: air preheating during the intake, the partial recirculation of combustion gases, the assembling of some obturating valves on the intake and the utilisation of some flame plants. The work contains a theoretical dealing with these influences on the air excess coefficient of the engine and also presents some practical results obtained on a diesel engine with a whirling chamber.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 4 fig., 5 ref.

CD : 621.63

Ursescu, D., Paşa, D., Tîrdea, I., Şerban, S., Coţovanu, A.: **Possibilités d'utilisation des bloc-ventilateurs à turbine.**

Cet ouvrage se propose à déterminer les domaines d'application d'une game de bloc ventilateurs à turbine, réalisés par une construction modulée, en partant du même générateur à gaz, de pluissance réduite. Pour ce générateur á gaz, les calculs prouvent que l'utilisation du bloc-ventilateur à turbine comme seconde étape des turbomoteurs á gaz pour la propulsion aérienne devient compétitive, par rapport á la solution classique (turbine libre-réducteur), á partir des puissances supérieures á 400 CP. En ce qui concerne les puissances inférieures à cette valeur (400 CP), la solution est indiquée pour les groupes de propulsion à temps réduit de fonctionnement (motoplaneurs, avions de puissance réduite, avions à décollage vertical.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 3 fig., 3 ref.

CD : 621.4

Linte, N., Baciu, E., Anisoiu, C., Gîngu, V.: **Contributions concernant l'effet de pare-étincelles du couple silencieux d'échappement — tubulure d'évacuation.**

Dans cet ouvrage, achevé par l'exécution et l'expérimentation de quelques silencieux d'échappement et tubulures d'évacuation, qui assurent un degré total de rétention des étincelles, au cas des moteurs à allumage par compression, on montre les solutions constructives appliquées, on propose une méthodologie d'expérimentation ayant un degré de sévérité élevé et des recommandations concernant des réglements en ce sens.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 6 fig., 2 tab., 2 ref.

CD : 621.436

Berindean, V., Dobrescu, A., Schweinert, I., Bart, L. A. **Études concernant la pellicule de graissage aux paliers du moteur diesel de traction ferroviaire.**

On étudie, d'une manière expérimentale, l'épaisseur de la pellicule de graissage et la température du coussinet, aux paliers des moteurs diesel, de traction ferroviaire, dynamiquement solicités.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 5 fig., 2 ref.

CD : 621.436

Carpiuc, T. : **Sur les possibilités de diminution de la pollution produite par les moteurs diesel au démarrage par la réduction du coeficient d'excès d'air.**

Le régime de démarrage des moteurs diesel présente des conditions extrêmement favorables à la formation des substances nocives dans les produits de combustion. Les méthodes connues pour la diminution des émissions polluantes sont : le préchauffage de l'air à l'aspiration, la recirculation partielle des gaz de combustion, le montage de quelques clapets d'obturation à l'admission et l'utilisation de quelques installations à flamme. L'ouvrage comprend un traitement théorique de ces influences sur le coefficient d'excès d'air du moteur et présente en même temps quelques résultats pratiques obtenus sur un moteur diesel à chambre de tourbillonnement.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 2, 4 fig., 5 ref.

DK : 621.63

Ursescu, D., Paşa, D., Ţîrdea, I., Şerban, S., Coţovanu, A. : **Anwendungsmöglichkeiten der Blockventilatoren mit Turbine.**

Die Arbeit nimmt sich vor, die Anwendungsgebiete einer Reihe von Blockventilatoren mit Turbine festzulegen die durch, Modulisieren hergestellt wurden, ausgehend vom gleichen Gasgenerator mit kleiner Leistung.

Die Berechnungen unterstreichen das für diesen Gasgenerator der Gebrauch des Blockventilators mit Turbine als zweite Stufe der Gasturbomotoren für Flugantrieb konkurrenzfähig ist, im Verhältnis zur klassischen Lösung Wo (freie Turbine-Redukteur) grössere Leistungen als 400 PS haben. Unter dieser Leistung, ist die Lösung für kurzfristigen Antrieb (Motorsegelflug, Kleinkraftflugzeuge, Senkrechtstarter) anwendbar.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 3 Bild, 3 Lit.

DK : 621.4

Linte, N., Baciu, E., Anisoiu, C., Gîngu, V. : **Beiträge bezüglich des Funkengittereffekts der Kuppels Auspufftopf Abgasleitung.**

In der Arbeit, die in der Ausführung und der Experimentierung von Auspufftöpfen und Abgasleitungen, die die Funken im ihrer Totalität abfangen, ihren Höhepunkt erreicht, werden, im Falle der Motoren mit Kompressionszündung, die angewendeten Ausführlösungen gezeigt, eine Experimentiermethode von höherem Sicherheitsgrad vorgestellt, sowie auch Ilinweise für bessere Einnormungen gegeben.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 6 Bild, 2 Taf., 2 Lit.

DK : 621.436

Berindeanu, V., Dobrescu, A., Schweinert, I., Bartl, A. : **Studien bezüglich der Schmierschicht bei Kurbelwellenlagern eines Eisenbahndieselmotors.**

Es wird auf experimentelle Art die Dicke und Temperatur der Schmierschicht bei Dieselmotorlagerschalen, bei dynamischer Beansprunchung im Bahnverkehr studiert.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 5 Bild, 2 Lit.

DK : 621.436

Carpiuc, T. : **Über die Reduzierungsmöglichkeiten der Umweltverschmutzung durch Dieselmotoren beim Anfahren durch Dämpfen des Mehrluftkoeffizienten.**

Das Anlassen der Dieselmotoren bietet besonders günstige Bedingungen für die Bildung giftiger Stoffe im Verbrennungsprozess Bekannte Methoden für die Reduzierung der verschmutzenden Abgase sind : Vorwärmen der angesaugten Luft, erneutes Durchströmen der Verbrennungsgase, Montieren von Dämpfungsklappen an die Saugvorrichtung und Gebrauch einiger Flammeninstallationen. Die Arbeit enthält eine theoretische Abhandlung dieser Einflüsse auf den Luftüberflusskoeffizienten des Motors und stellt ausserdem einige praktisch erzielten Ergebnisse, bei einem Dieselmotor mit Turbokammer dar.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 2, 4 Bild, 5 Lit.

Д.К. : 621.63

Урсеску, Д., Паша, Д., Цырден, И., Шербан, С., Котовану, А. : **Возможности использования турбинных блочных вентиляторов.**

Определяются области применения ряда турбинных блочных вентиляторов, осуществляемых путём „модулизации", используя тот же самый газовый генератор небольшой мощности. Для данного газового генератора расчёты выявляют тот факт, что применение турбинного блочного вентилятора в качество второй ступени газовых турбодвигателей для воздушной пропульсии становится компетитивным по сравнению с классическим решением (свободная турбина-редуктор) от мощностей свыше 400 лс. Меньше этой мощности решение применимо для пропульсивных групп с небольшой длительностью работы (мото-планёры, самолёты небольшой мощности, самолёты с вертикальным взлётом).

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 3 рис., 3 лит.

Д.К. : 621.4

Линте, А., Бачу, О., Анисою, К., Гынгу, В.: **К вопросу об эффекто искрообразования в поре выпускной барабак-выпскная труба.**

В работе, законченной разработкой и испытанием выпускной трубы, обеспечивающих полную степень улавливания искр для двигателей то сжатием, указываются применяемые конструктивные решения, предлагаются методы проведения опытов с большой степенью строгости, а также даются рекомендации для их соблюдения в таком отношении.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 6 рис., 2 таб., 2 лит.

Д.К. : 621.436

Бериндян, В., Добреску, А., Швейнерт, И., Бартл, А.: **Исследовательские работы по смазочной плёнке выносных подшипников железнодорожных тяговых двигателей.**

Рассматривается опытным способом толщина смазочной плёнки и температура вкладыша на подшипниках железнодорожных тяговых дизелей под динамической нагрузкой.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 5 рис., 2 лит.

Д.К. : 621.436

Карпюк, Т. : **Возможности уменьшения загрязнения от дизелей в период запуска путём снижения коэффициента избытка воздуха.**

Режим запуска дизелей представляет очень благоприятные условия для образования вредных веществ в продуктах сгорания. Известными методами уменьшения загрязняющих эмисий являются : подогрев воздуха при всасе, частиченая циркуляция от работавших газов, установка запорных лапанов на впуско, и использование пламенных устройств. В работе теоретически рассматриваются эти влияния на коэффициент избытка воздуха двигателья и представляются одновременно отдельные практические результаты, полученные на дизеле с вихревой камерой.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 2, 4 рис., 5 лит.

CZ : 621.824

Considerații asupra calculului momentului de inerție mecanic axial al unui cot plus echipajele mobile aferente acestuia aparținînd unui arbore cotit

Prof. dr. doc. ing. Andrei **RIPIANU**, asistent ing. Vasile **MARCU** — Institutul politehnic — Cluj-Napoca

Se consideră un motor omogen în linie și arborele cotit aferent acestuia. Pentru obținerea sistemului vibrant redus trebuie calculat momentul de inerție mecanic axial, în raport cu axa de rotație a arborelui cotit, pentru fiecare cot, plus echipajul mobil aferent acestuia compus din bielă, bolțul pistonului, corpul pistonului și segmenți.

Biela execută o mișcare plan paralelă iar complexul bolț + piston + segmenți execută o mișcare de translație rectilinie și alternativă ceea ce face ca valoarea momentului de inerție mecanic axial al cotului plus echipajul mobil aferent acestuia să varieze în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit. În scopul simplificării calculelor se obișnuiește ca să se adopte o valoare mijlocie pentru acest moment de inerție.

În figura 1 a fost reprezentat sub formă schematică un cot al arborelui cotit și echipajul mobil aferent acestuia. Se vor utiliza notațiile :

r . . . distanța dintre axa de simetrie a fusurilor și axa de simetrie a manetonului (raza cotului) ;

L . . . lungimea bielei ;

L_1 ; L_2 . . . distanțele de la centrul maselor C al bielei pînă la axele de simetrie ale cuzineților acesteia ;

$\lambda = \frac{r}{L}$;

J_C . . . momentul de inerție mecanic axial al bielei în raport cu axul perpendicular pe planul mișcării acesteia și care trece prin centrul maselor C al bielei ;

m_B . . . masa bielei ;

m_P . . . masa totală a sistemului bolț+piston+segmenți ;

γ . . . unghiul de rotație al arborelui cotit ;

ω . . . viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit.

În plus se vor mai utiliza notațiile din figura 2 :

α . . . unghiul de înclinație al bielei față de axa cilindrului motorului ;

x_C ; y_C . . . coordonatele carteziene ale centrului maselor bielei înregistrate față de reperul cartezian Oxy (fig. 2) ;

I . . centrul instantaneu de rotație aferent mișcării plan — paralele executată de bielă ;

v_C . . . viteza centrului maselor bielei C ;

ω_C . . . viteza unghiulară de rotație a bielei în jurul centrului maselor C identică cu viteza unghiulară aferentă componentei de rotație a mișcării plan paralele pe care o execută biela ;

v_A . . . viteza centrului de simetrie al manetonului ;

$v_B = v_P$ . . . viteza pistonului.

Energia cinetică a bielei este dată de relația lui König :

$$T_B = \frac{1}{2} m_B v_C^2 + \frac{1}{2} J_C \omega_C^2 , \qquad (1)$$

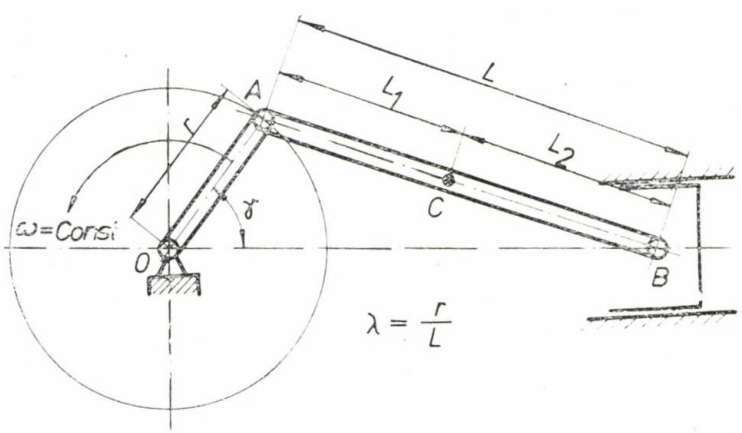


Fig. 1

iar energia cinetică a complexului bolț+segmenți este dată de relația :

$$T_P = \frac{1}{2} m_P v_P^2 \tag{2}$$

Energia cinetică a echipajului mobil format din bielă+bolț+piston+segmenți va avea expresia :

$$T_{B+P} = \frac{1}{2} m_B v_C^2 + \frac{1}{2} J_C \omega_C^2 + \frac{1}{2} m_P v_P^2 \tag{3}$$

Din figura 2 rezultă :

$$\left.\begin{aligned} x_C &= r\cos\gamma + L_1\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma} \\ y_C &= L_2\lambda\sin\gamma \\ x_B &= r\cos\gamma + L\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma} \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Prin derivare se obțin vitezele :

$$\dot{x}_C = -\omega\sin\gamma\left(r + \lambda^2 L_1 \frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}}\right) \tag{5}$$

$$\dot{y}_C = \omega L_2 \lambda\cos\gamma \tag{6}$$

(7)

$$v_B = v_P = \dot{x}_B = -\omega r\sin\gamma\left(1 + \lambda\frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}}\right)$$

În plus :

$$v_C^2 = \dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2 \tag{8}$$

Viteza unghiulară ω_C este dată de expresia (fig. 2) :

$$\omega_c = \omega\frac{r}{IA} = \omega\lambda\frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}} \tag{9}$$

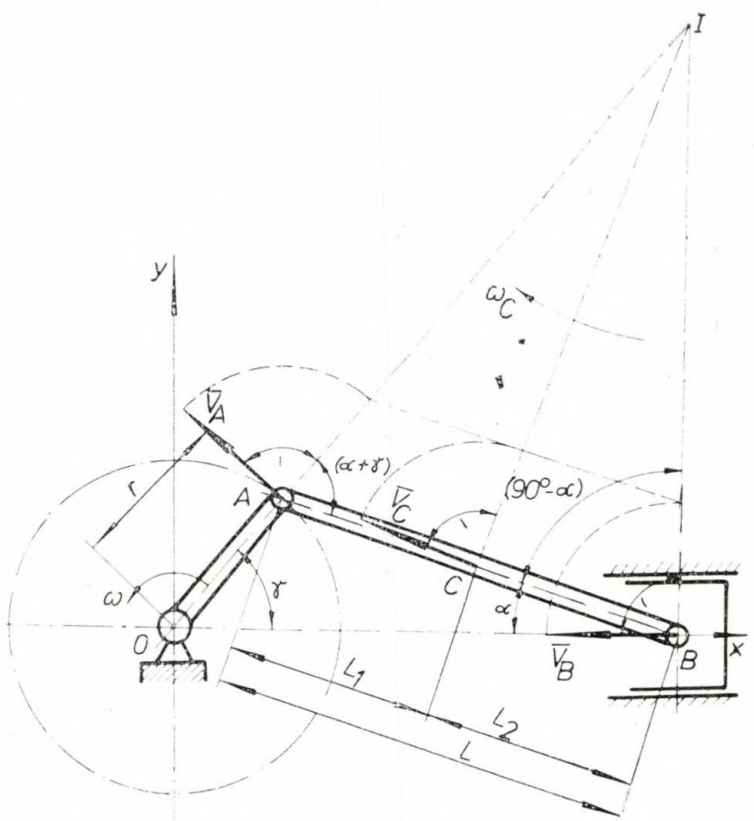


Fig. 2

Se introduc expresiile (5), (6), (7), (8), (9) în relația (3) și se obține :

$$T_{B+P} = \frac{1}{2} m_B\omega^2\left[\sin^2\gamma\cdot\left(r + \lambda^2 L_1\frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}}\right)^2 + L_2^2\lambda^2\cos^2\gamma\right] + \frac{1}{2} J_C\omega^2\frac{\lambda^2\cos^2\gamma}{1-\lambda^2\sin^2\gamma} + \frac{1}{2} m_P\omega^2 r^2\sin^2\gamma\cdot\left(1 + \lambda\frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}}\right)^2 \tag{10}$$

Momentul de inerție J_{red}, denumit moment de inerție redus, rezultă din relația :

$$T_{B+P} = \frac{1}{2} J_{red}\omega^2 \tag{11}$$

Din (10) și (11) se obține :

$$J_{red} = m_B \left[\sin^2\gamma \left(r + \lambda^2 L_1 \frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + L_2^2 \lambda^2 \cos^2\gamma \right] + J_C \frac{\lambda^2 \cos^2\gamma}{1-\lambda^2\sin^2\gamma} +$$

$$+ m_P r^2 \sin^2\gamma \left(1 + \frac{\lambda\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}} \right)^2 \quad (12)$$

Valoarea mijlocie a momentului de inerție redus este dată de expresia :

$$J_{red\ med} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} J_{red}(\gamma)\, d\gamma \quad (13)$$

În proiectare este frecvent utilizată relația Frahm pentru calculul momentului de inerție redus al echipajului mobil format din bielă+bolț+piston+segmenți corespunzător unui cot :

$$J_{Frahm} = r^2 \left[m_{B\,rot} + \frac{1}{2}(m_{B\,osc} + m_P) \right], \quad (14)$$

sau o formă mai exactă :

$$J_{Frahm} = r^2 \left[m_{B\,rot} + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda^2}{4}\right)\left(m_{B\,osc} + m_P\right) \right] \quad (15)$$

În aceste relații Frahm prin $m_{B\,rot}$ și $m_{B\,osc}$ s-au notat masele discrete aparținînd complexului static echivalent, în care a fost disociată masa m_B a bielei plasate în extremitățile A și B ale acesteia. Valorile acestora rezultă din expresiile :

$$m_{B\,rot} = \frac{L_2}{L} m_B ; \qquad m_{B\,osc} = \frac{L_1}{L} m_B \quad (16)$$

Se introduc expresiile (16) în relația (15) și se obține :

$$J_{Frahm} = m_B r^2 \left[\frac{L_2}{L} + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\lambda^2}{4}\right)\left(\frac{L_1}{L} + \frac{m_P}{m_B}\right) \right] \quad (17)$$

Se notează coeficientul global :

$$q_g = \frac{J_{red\ med}}{J_{Frahm}} \quad (18)$$

Se adoptă valorile numerice :

$$m_B = 17{,}035\text{kg} ; \quad m_P = 10{,}880\text{kg} ;$$

$$J_C = 0{,}5629\text{kg m}^2 ; \quad L = 0{,}39\text{ m} ; \quad L_1 = 0{,}12\text{ m} ;$$

$$L_2 = 0{,}27\text{m} ; \quad r = 0{,}1025\text{ m} : \quad \lambda = 0{,}2628 ; \quad (19)$$

Se introduc valorile numerice (19) în expresiile (13) și (17) și se obține :

$$\left.\begin{aligned} J_{red\ med} &= 0{,}210489\ \text{kg m}^2 \\ J_{Frahm} &= 0{,}210056\ \text{kg m}^2 \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

Se introduc valorile numerice (20) în relația (18) și se obține :

$$q_g = 1{,}00206 \quad (21)$$

Se va trasa curba de variație a coeficientului global q_g notat q_{g1} în funcție de masa complexului bolț+piston+segmenți m_P, dînd acesteia valori între 7,80 kg și 14,40 kg, figu-

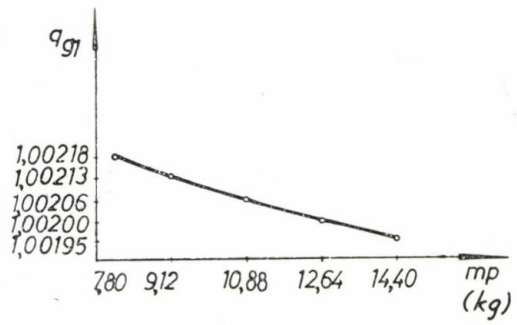


Fig. 3

ra 3. Valorile coeficientului q_{g1} în funcție de valorile masei m_P, pe baza cărora a fost construită curba din figura 3, sînt cuprinse în tabelul 1.

Pentru ca valoarea momentului cuplului de inerție creeat de masele echipajului mobil în mișcare să fie minimă este necesar și suficient ca biela să fie astfel construită încît :

$$J_C = m_B L_1 L_2 \quad (22)$$

Se va considera relația (22) îndeplinită. Se notează :

$$\eta(\gamma) = \sin^2\gamma \left(1 + \lambda \frac{L_1}{L} \frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}} \right)^2 +$$

$$+ \frac{L_2^2}{L^2}\cos^2\gamma + \frac{L_1 L_2}{L^2} \frac{\cos^2\gamma}{1-\lambda^2\sin^2\gamma} +$$

$$+ \frac{m_P}{m_B} \sin^2\gamma \left(1 + \lambda \frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\gamma}} \right)^2 \quad (23)$$

Expresia momentului de inerție redus din (12) devine :

$$J_{red} = m_B r^2 \eta(\gamma) \quad (24)$$

Similar, expresia momentului de inerție redus mediu din (13) devine :

$$J_{red\ med} = \frac{1}{2\pi} m_B r^2 \int_0^{2\pi} \eta(\gamma)\, d\gamma \quad (25)$$

Tabelul 1

m_P	q_{g1}	q_{g3}	q_{p1}	q_{p2}	q_{p3}	q_{p4}
7,80	1,00218	1,00834	1,00606	1,02343	1,00067	1,01795
8,24	1,00216	1,00846	1,00588	1,02325	1,00067	1,01795
8,68	1,00214	1,00857	1,00572	1,02308	1,00067	1,01795
9,12	1,00213	1,00868	1,00556	1,02293	1,00067	1,01794
9,56	1,00211	1,00878	1,00541	1,02277	1,00066	1,01794
10,00	1,00209	1,00889	1,00528	1,02264	1,00067	1,01794
10,44	1,00208	1,00899	1,00515	1,02250	1,00067	1,01795
10,88	1,00206	1,00909	1,00503	1,02238	1,00067	1,01794
11,32	1,00205	1,00918	1,00491	1,02226	1,00067	1,01794
11,76	1,00203	1,00928	1,00480	1,02215	1,00066	1,01794
12,20	1,00202	1,00937	1,00470	1,02204	1,00067	1,01795
12,64	1,00200	1,00946	1,00459	1,02194	1,00066	1,01794
13,08	1,00199	1,00955	1,00450	1,02185	1,00066	1,01794
13,52	1,00197	1,00964	1,00442	1,02176	1,00067	1,01795
13,96	1,00196	1,00972	1,00433	1,02167	1,00067	1,01795
14,40	1,00195	1,00981	1,00425	1,02159	1,00067	1,01795

Se notează :

$$\Phi_{\text{med}}\left(\frac{m_P}{m_B}\right)=\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\eta(\gamma)\,d\gamma \tag{26}$$

$$\Phi_{\text{Frahm}}\left(\frac{m_P}{m_B}\right)=\frac{L_2}{L}+\frac{1}{2}\left(1+\frac{\lambda^2}{4}\right)\left(\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}\right) \tag{27}$$

Ţinînd seama de notaţiile (26), (27) expresia coeficientului global (18) devine :

$$q_g=\frac{\Phi_{\text{med}}}{\Phi_{\text{Frahm}}} \tag{28}$$

Considerînd că r, L, L_1, L_2, rămîn constante şi că variază numai masele m_B şi m_P , în figura 4 a fost trasată curba de variaţie a valorii

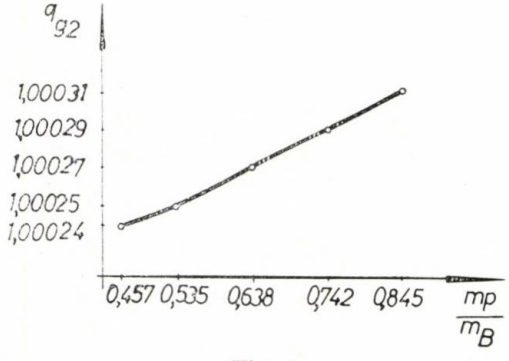


Fig. 4

coeficientului q_g notat q_{g2} pentru valori ale raportului $\frac{m_P}{m_B}$ variind între limitele 0,457~0,845.

Valorile coeficientului q_{g2}, în funcţie de valorile raportului $\frac{m_P}{m_B}$ pe baza cărora a fost construită curba din figura 4, sînt cuprinse în tabelul 2.

Tabelul 2

$\frac{m_P}{m_B}$	q_{g2}	q_{g4}
0,457881	1,00024	1,00639
0,483710	1,00025	1,00653
0,509539	1,00025	1,00666
0,535368	1,00025	1,00679
0,561197	1,00026	1,00692
0,587026	1,00026	1,00704
0,612856	1,00027	1,00717
0,638685	1,00027	1,00729
0,664514	1,00028	1,00740
0,690343	1,00028	1,00751
0,716172	1,00029	1,00763
0,742001	1,00029	1,00774
0,767830	1,00029	1,00784
0,793660	1,00030	1,00795
0,819489	1,00030	1,00805
0,845318	1,00031	1,00815

În cazul în care se adoptă relaţia Frahm scrisă sub forma (14) relaţia (17) devine :

$$J_{\text{Frahm}}=m_B r^2\left[\frac{L_2}{L}+\frac{1}{2}\left(\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}\right)\right] \tag{29}$$

iar relația (27) devine :

$$\Phi_{\text{Frahm}}\left(\frac{m_P}{m_B}\right)=\frac{L_2}{L}+\frac{1}{2}\left(\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}\right) \quad (30)$$

În acest caz curba de variație a coeficientului global notat q_{g3} avînd expresia (18) este trasată în figura 5, iar cea corespunzătoare coeficientului global notat q_{g4} avînd expresia (28) în figura 6. Valorile coeficientului q_{g3} în funcție de valorile masei m_P, pe baza cărora a fost construită curba din figura 5, sînt cuprinse în tabelul 1. Valorile coeficientului q_{g4} în funcție de valorile raportului (m_P/m_B), pe baza cărora a fost construită curba din figura 6, sînt cuprinse în tabelul 2.

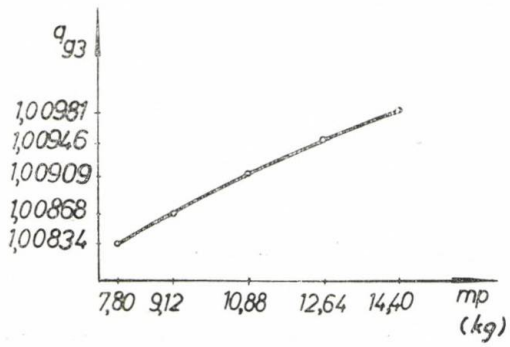


Fig. 5

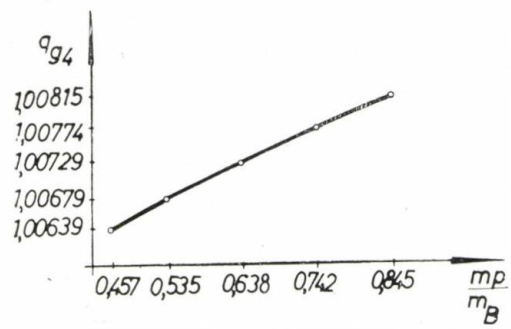


Fig. 6

Dacă se introduce în relația Frahm (17) un coeficient parțial q_{P1};

$$J_{\text{Frahm}}=m_B r^2\left[\frac{L_2}{L}+\frac{1}{2}q_{P1}\left(1+\frac{\lambda^2}{4}\right)\cdot\right.$$
$$\left.\cdot\left(\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}\right)\right] \quad (31)$$

egalînd expresiile (13) și (31) se obține expresia coeficientului parțial q_{P1}:

$$q_{p1}=8\,\frac{\frac{J_{\text{red med}}}{m_B r^2}-\frac{L_2}{L}}{\left(4+\lambda^2\right)\left(\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}\right)}, \quad (32)$$

a cărui variație în funcție de masa m_P a complexului bolț+piston+segmenți, ce ia valori între 7,80 kg și 14,40 kg, este reprezentată în figura 7. Valorile coeficientului q_{P1} în funcție de valorile masei m_P, pe baza cărora a fost construită curba din figura 7, sînt cuprinse în

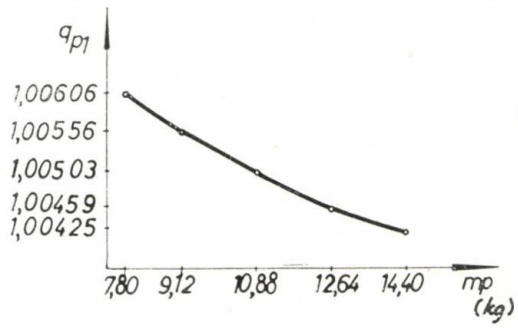


Fig. 7

tabelul 1. În cazul în care se adoptă relația Frahm scrisă sub formă (14) expresia (32) a coeficientului parțial devine :

$$q_{p2}=2\,\frac{\frac{J_{\text{red med}}}{m_B r^2}-\frac{L_2}{L}}{\frac{L_1}{L}+\frac{m_P}{m_B}} \quad (33)$$

iar curba de variație în funcție de masa m_P este trasată în figura 8. Valorile coeficientului q_{P2} în funcție de valorile masei m_P, pe baza cărora a fost construită curba din figura 8, sînt cuprinse în tabelul 1. Dacă se consideră relația (22) ca fiind satisfăcută, valorile coeficientului parțial dat de (32) și notat q_{P3} în funcție de m_P sînt înscrise în tabelul 1, iar curba de variație a acestuia în funcție de m_P este reprezentată în figura 9. În cadrul aceleiași ipoteze valorile coeficientului parțial dat de

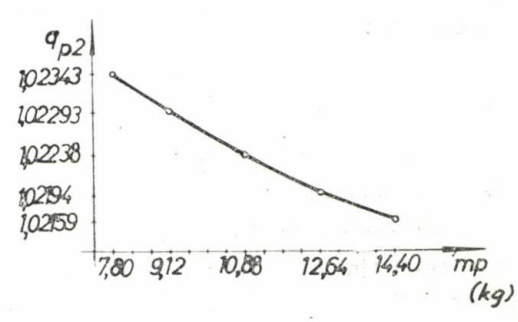


Fig. 8

(33) și notate q_{P4} în funcție de m_P sînt înscrise în tabelul 1, iar curba de variație a acestuia în funcție de m_P este reprezentată în figura 10.

Din compararea valorilor numerice înscrise în tabelele 1 și 2, ca și din analiza curbelor trasate în figurile 3~10 pe baza datelor sus menționate **rezultă** că :

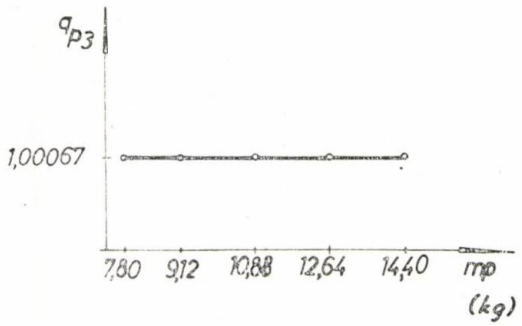


Fig. 9

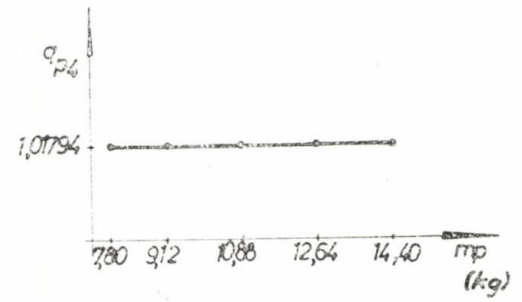


Fig. 10

a) relația Frahm scrisă sub forma (15) este sensibil mai exactă decît relația Frahm scrisă sub forma (14) ;

b) în cazul în care biela este astfel construită încît este satisfăcută relația (22) atît forma (14) cît și forma (15) a relației Frahm dau rezultate sensibil mai exacte decît în cazul în care relația (22) nu este satisfăcută. Cele mai exacte rezultate le dă relația Frahm scrisă sub forma (15) atunci cînd este satisfăcută relația (22). In acest caz valoarea mijlocie a momentului de inerție mecanic axial a echipajelor mobile aferente unui cot în raport cu axa de rotație a arborelui cotit diferă cel mai puțin de valoarea mijlocie exactă al acestui moment de inerție.

Concluzia finală care se desprinde din analiza valorilor numerice înscrise în tabelele 1 și 2 precum și din analiza curbelor trasate în figurile 3~10 pe baza datelor mai sus menționate **este că relația Frahm scrisă sub forma (15) dă rezultate foarte exacte și poate fi utilizată în proiectarea motoarelor cu ardere internă și a compresoarelor cu piston.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ripianu, A.* : Mișcările vibratorii ale arborilor drepți și cotiți, Editura Academiei R.S.R. București, 1969.

[2] *Ripianu, A., Albu, A.* : Osii și arbori rectilinii, Editura Tehnică, București, 1964.

[3] *Popa, B., Somcuteanu, A., Ripianu, A., Trebonius, I.* : Arbori cotiți, Editura Tehnică, București, 1960.

CZ : 621.4

Sistem integrat de culegere și prelucrare automată a datelor experimentale pentru dezvoltarea motoarelor termice

Ing. Eudoxie **PROCOPOVICI**, ing. Lucian **IONESCU**
ing. Gheorghe **TIȚU**, ing. Andrei **ȘERBĂNESCU** — I.N.M.T. București

Introducere

In studiul experimental al funcționării motoarelor termice și subansamblelor acestora se măsoară temperaturi, presiuni, tensiuni mecanice, debite de fluide, deplasări mecanice, frecvențe și accelerații. Se folosesc în acest scop următoarele tipuri de traductoare ce furnizează semnale electrice ; termocuple, dispozitive rezistive dependente de temperatura, (RTD), dispozitive tensometrice rezistive, traductoare piezoelectrice, traductoare inductive.

Numărul mare de puncte de măsură pe modelele experimentale, necesitatea scurtării duratei de colectare a datelor (pentru scurtarea experimentărilor propriu-zise și evidențierea fenomenelor dinamice), necesitatea prelucrării primare rapide a informațiilor, impun utilizarea unor sisteme automate de culegere a datelor avînd și posibilități de prelucrare. Un astfel de sistem, realizat în INMT îndeplinește următoarele funcțiuni (fig. 1) :

— condiționarea semnalelor pentru tipurile cele mai frecvente de traductoare (termocuple, punți tensometrice, dispozitive rezistive dependente de temperatură ;

— amplificarea primară a semnalelor utilizînd un amplificator pe fiecare canal de măsură;

— comutarea (multiplexare) orcărui canal de măsură la un singur canal de amplificare programabilă și conversie analog digitală ;

— transferul datelor în memoria calculatorului și pe banda magnetică ;

— prelucrarea datelor înregistrate pe bandă pentru transformarea în unități inginerești, liniarizare, comparare cu limite impuse etc. ;

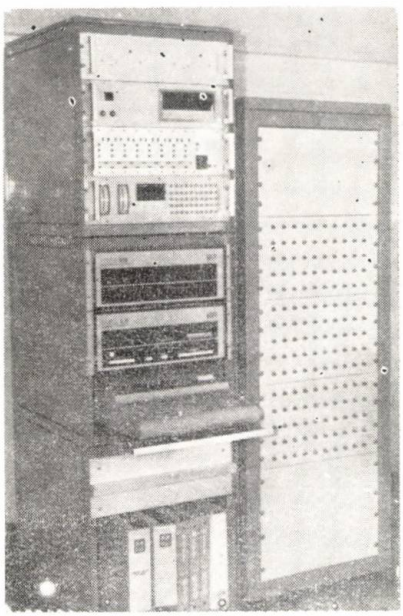


Fig. 1

— imprimarea datelor sub forma unui protocol fie pe imprimatorul ce aparține calculatorului (16 caractere pe rînd) fie pe imprimatorul exterior (132 caractere pe rînd) HP 9871 — A.

Opțional, imprimatorul HP 9871 A poate fi folosit și pentru trasarea prin puncte a unor grafice ilustrînd dependența de timp sau interdependența unor parametri din cei achiziționați.

Structura și caracteristicile sistemului

Sistemul este alcătuit din următoarele subansamble componente reprezentate în schema din figura 2 și anume :

1. Calculator electronic Hewlett-Packard 9825 A.
2. Condiționere pentru semnale analogice — sistem NEFF 620—300.
3. Amplificatoare, multiplexor, convertor A/D — sistem NEFF 620—100.
4. Dispozitiv de comutare pentru prize de presiune și termocuple — tip „Scanivalve" model MSS7 — 48 C/BCD.
5. Interfața pentru cuplare la calculator a dispozitivului „Scanivalve" și a unui frecvențmetru digital, realizată în INMT.
6. Dispozitivul analog de supraveghere a ieșirii din limite, realizat în INMT.
7. Bloc de indicare analogică și digitală, realizat în INMT.
8. Frecvențmetru digital tip JAQUET.
9. Convertoare frecvență/tensiune ENDRESS-HAUSER.
10. Imprimator Hewlett-Packard 9871 A.

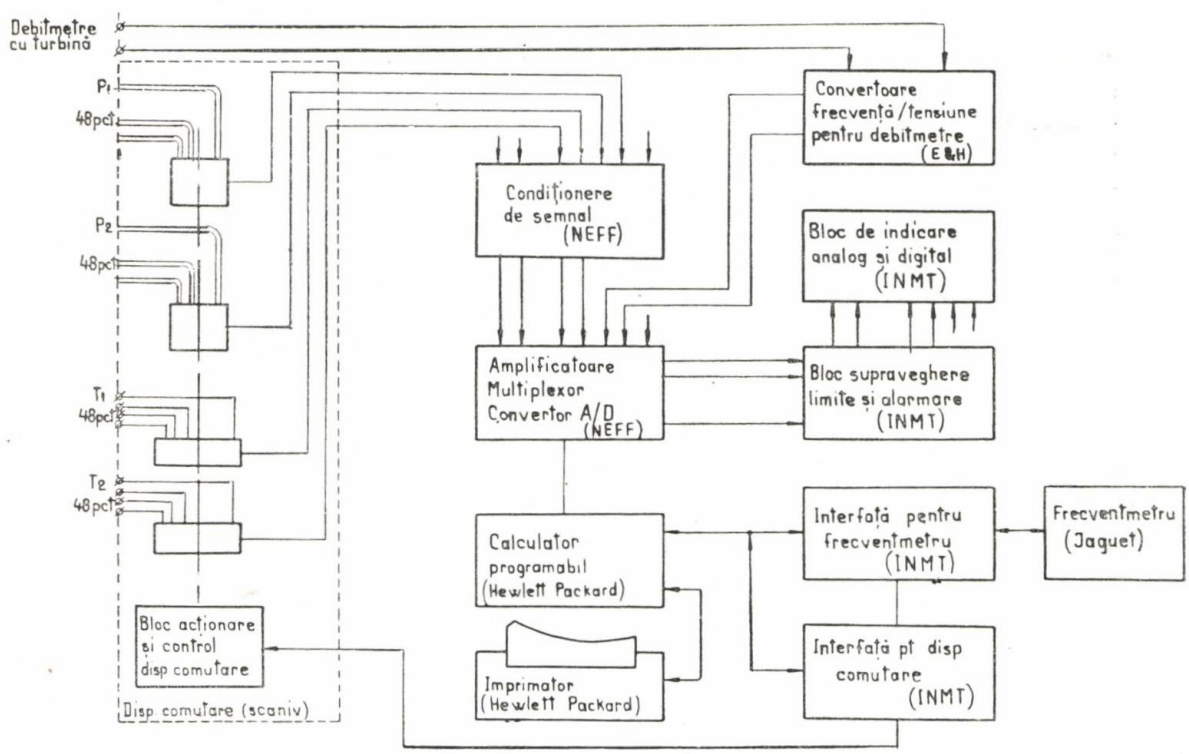


Fig. 2 Sistem integrat de culegere și prelucrare automată a datelor experimentale pentru cercetarea motoarelor termice.

Subsistemul analogic de condiţionare şi amplificare. Circuitele de condiţionare de intrare au rolul de a face semnalul traductorului adecvat pentru amplificare. Condiţionerele de semnal din subansamblul NEFF 620—300 pot îndeplini următoarele funcţiuni :

— furnizarea unei tensiuni sau curent de excitaţie necesară traductoarelor cu punţi tensometrice, a dispozitivelor rezistive dependente de temperatură (RTD), sau a traductoarelor potenţiometrice ;

— furnizarea unei tensiuni de calibrare care înlocuieşte semnalul traductorului (cazul calibrării pentru termocuple) ;

— calibrarea prin înlocuirea unui rezistor etalon într-o punte sau în locul unui dispozitiv RTD ;

— calibrarea prin şuntare ;

— calibrarea prin înlocuirea semnalului cu cel al unei surse externe programabile.

Există în cadrul ansamblului de condiţionare posibilitatea de a configura trei tipuri de condiţionere prin schimbarea unei cartele de mod şi anume :

— condiţioner pentru dispozitive tensometrice rezistive ;

— condiţioner pentru dispozitive rezistive dependente de temperatură şi traductoare potenţiometrice ;

— condiţioner pentru termocuple.

Amplificarea semnalelor, multiplexarea şi conversia analog-digitală se realizează ca în schema bloc din figura 3. Amplificarea semnalelor provenite de la traductoare se face în două trepte : o preamplificare realizată printr-un preamplificator deferenţial cu cîştig fix, iar după multiplexare urmează o amplificare cu un factor programabil. Factorul de amplificare al preamplificatorului poate fi schimbat prin înlocuirea unei reţele rezistive, realizată constructiv sub forma unui modul interşanjabil. Pot fi alese amplificări între 1 şi 1000 (în succesiunea 1, 2, 5, 10 etc., în funcţie de nivelul semnalului la intrare).

Amplificarea după multiplexare poate fi programată la una din valorile 1, 2, 4, 8, 16, 32. Multiplexorul este de tipul cu tranzistoare cu efect de cîmp, cu intrări nesimetrice. Convertorul analog digital are 12 biţi rezoluţie şi o frecvenţă de conversie maximă de 10 kHz.

Cuplarea calculatorului cu logica de adresare a multiplexorului, cu logica de comandă a amplificării programabile a convertorului analog digital precum şi a blocului de condiţionare se face prin intermediul unei interfaţe duplex de 16 bit.

În configuraţia actuală, subsistemul analogic de măsură dispune de un număr de 24 canale de amplificare ce pot primi semnale de termocuple ($\leq$16), punţi tensometrice ($\leq$16), traductori rezistivi de temperatură sau potenţiometrici ($\leq$8). Numărul canalelor de măsură cu explorare rapidă poate fi extins pînă la 64, prin realizarea unor cartele de adaptare pentru alte surse de semnal cum sînt spre exemplu cele de semnal unificat produse în ţară de F.E.A.

Extinderea capacităţii de achiziţie pentru parametri lent variabili

Dat fiind faptul că unele teste experimentale ce se efectuează în vederea dezvoltării motoarelor termice comportă măsurarea unor tipuri de mărimi (relativ lent variabile) într-un număr mare de puncte de măsură, se pot utiliza dispozitive de explorare avînd viteze mai

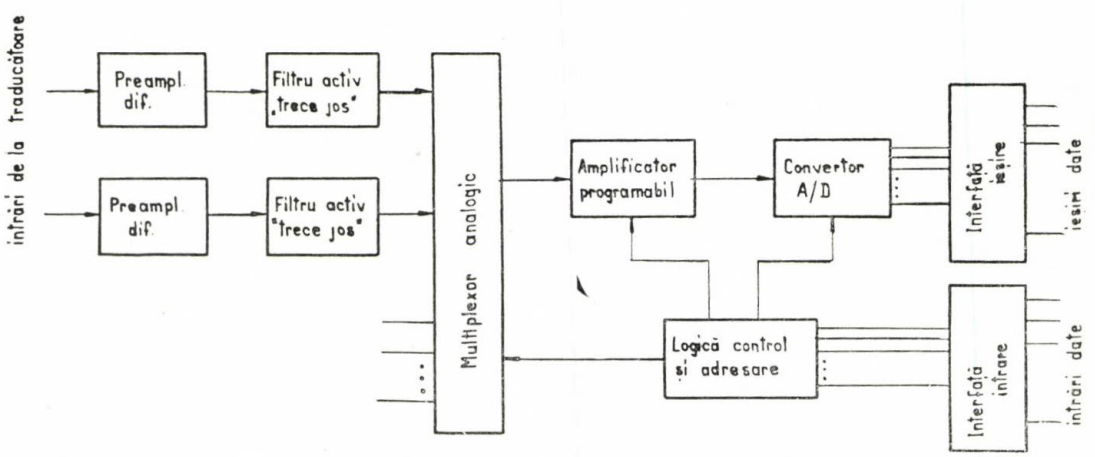


Fig. 3 Schema bloc a amplificării şi conversiei semnalelor analogice.

mici de comutare, care realizează comutarea la nivelul parametrului fizic sau al semnalului neamplificat. Un astfel de dispozitiv pentru comutare de prize de presiune şi termocuple a fost cuplat în sistemul de achiziţie prin realizarea unei interfeţe cu calculatorul HP. 9825.

Comutatorul de prize de presiune şi de termocuple tip „Scanivalve model MSS7-48C/BCD" dispune de un număr de două (extensibil la 7)

comutatoare bipolare, cu 48 poziții cu contacte ermetizate antrenate simultan de un motor pas cu pas. Comutatorul are două intrări de comandă : avans un pas și revenire în poziție de referință, precum și 8 linii de ieșire cu semnale BCD pentru indicarea poziției curente. De asemenea, el este prevăzut cu o linie de semnal pentru blocarea/permiterea accesului la citirea poziției, în scopul eliminării nedeterminărilor în cursul comutării propriu-zise.

Interfațarea dispozitivului „Scanivalve" cu calculatorul HP 9825 A. Dispozitivul de interfațare a fost realizat în INMT în cadrul laboratorului de Metode și Mijloace de Măsură. Pentru interfațare s-a ales cuplarea pe un sistem de interconectare cu 8 linii de date și 8 de control, standardizat de Comisia Internațională de Electrotehnică și destinat interconectării aparaturii de laborator programabile.

Acest sistem permite cuplarea unui număr de pînă la 15 aparate avînd, din punctul de vedere al schimbului de informații, următoarele funcțiuni : de control, de recepție a datelor, de

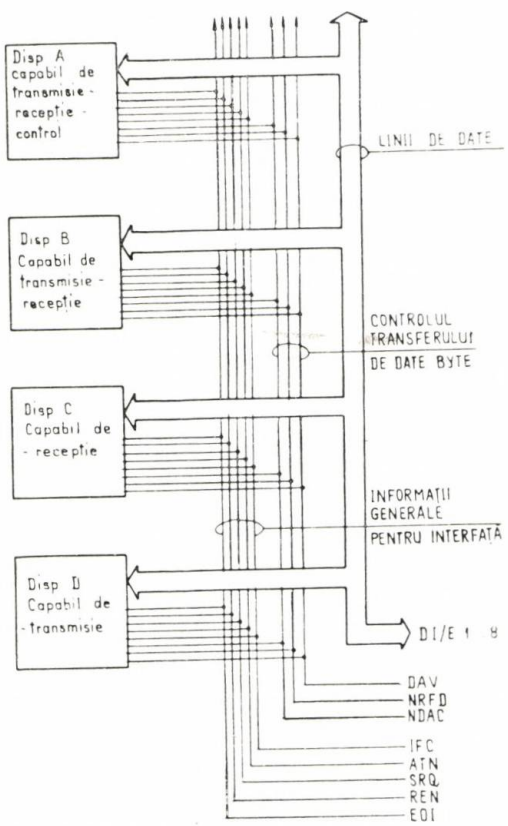


Fig. 4 Interconectarea aparaturii programabile de laborator conform standard I.E.C.

transmisie, sau mai multe din aceste funcțiuni simultan (fig. 4). Schimbul de informații pe liniile de interconexiune este asincron, permițînd conectarea unor aparate cu viteze de lucru foarte diferite.

Datele, precum și adresele de dispozitiv, sînt transmise pe cele 8 linii de date. Controlul transferului de date pe octeți se face prin trei linii ce furnizează următoarele informații :

— NRFD — „nepregătit pentru primire de date" (pentru nivel de tensiune TTL scăzut) ;
— NDAC — „datele nu au fost încă acceptate" (pentru nivel de tensiune TTL scăzut) ;
— DAV — „datele sînt valide" (pentru nivel de tensiune TTL scăzut).

Informații suplimentare pentru dispozitivele de interfață sînt transmise pe un alt grup de 5 linii (ATN, IFC, SRQ, REN, EOI). Dintre acestea, interfața realizată utilizează numai linia ATN — care indică, în cazul unui nivel de tensiune TTL scăzut, că dispozitivul de control trimite adrese și comenzi, iar în cazul unui nivel TTL ridicat — că se transmit octeți de date.

Funcțiile pe care le îndeplinește interfața de cuplare a dispozitivului „Scanivalve" sînt atît cea de transmitere, prin care se transmite calculatorului poziția curentă a dispozitivului, cît și cea de recepție, prin care dispozitivul primește comanda pentru avans un pas sau revenire în poziția de referință.

Interfața pentru un frecvențmetru digital

Deoarece a existat cerința ca sistemul să poată achiziționa date reprezentînd parametri caracterizați prin frecvența de semnal, cu precizie de măsurare digitală, s-a conceput și realizat o interfață de cuplare cu calculatorul unui frecvențmetru digital de panou. Frecvențmetrul are un afișaj de 5 cifre și dispune de ieșiri BCD pentru fiecare cifră. Interfața de cuplare a fost realizată după o schemă similară interfeței pentru dispozitivul „Scanivalve", fiind comandată de același generator de tact.

Transferul către calculator al indicației frecvențmetrului se face pe grupe de cîte două cifre (8 biți). Interfața îndeplinește atît funcția de receptor, în care caz primește comanda de alegere a grupului de cifre ce urmează a fi transmis, precum și de transmițător în cazul transmisiei propriu-zise a fiecărui grup. Ambele dispozitive de interfață au fost realizate cu circuite integrate logice fabricate la I.P.R.S. — Băneasa.

Subsistem analogic pentru supraveghere a ieșirii din limite și alarmare

Deși testarea ieșirii din limite impuse a diferitelor mărimi se poate face (și se face) în cursul prelucrării datelor achiziționate de către calculator, datorită faptului că ciclurile de achiziție nu se repetă cu frecvență mare (nici nu ar fi util), a fost necesar să se înglobeze sistemului un subsistem de supraveghere a

limitelor pentru un număr relativ restrîns de parametri, dar care să fie activ în permanență.

S-a conceput și realizat un dispozitiv analogic de supraveghere a ieșirii din limite pentru un număr de 8 parametri. Semnalele reprezentînd acești parametri sînt preluate de după preamplificare și filtrare, apoi aplicate unor amplificatoare separatoare, a căror ieșire se conectează la intrarea dispozitivului de supraveghere. Nivelul de semnal la intrare este de $0 \div +5$ V. Există și posibilitatea aplicării unor semnale de tensiune mai mare, reduse potențiometric la nivelul corespunzător. Funcțiile ce pot fi îndeplinite de cele 8 module ale subsistemului de supraveghere sînt :

1. semnalizarea optică a depășirii unei limite maxime, reglabilă (cu histerezis reglabil) ;
2. semnalizarea optică a scăderii semnalului sub o limită minimă, reglabilă (cu histerezis reglabil) ;
3. semnalizarea optică a ieșirii semnalului dintr-un domeniu delimitat de o limită maximă și una minimă (cu histerezis reglabil la ambele limite) ;
4. comandă externă (tranzistor cu colectorul în gol : maximum 16 V, maximum 500 mA) pentru cazurile $1 \div 3$;
5. declanșarea unui semnal de alarmă optic și acustic cu întîrziere reglabilă între 0,1 și 10 S, de la producerea unui eveniment de tip 1, 2 sau 3. Există posibilitatea identificării ulterioare a semnalului care a îndeplinit primul condiția de declanșare a alarmei, în situația în care mai multe semnale depășesc limitele de alarmă într-un interval scurt de timp ;
6. comandă externă (tranzistor cu colectorul în gol : maximum 16 V, maximum 500 mA) corespunzătoare alarmei.

Subsistemul este prevăzut și cu un potențiometru de precizie cu indicare de poziție pentru calibrare rapidă (fixarea limitelor). O calibrare și mai precisă se poate face utilizînd volumul digital de pancu ce aparține blocului de indicare al sistemului.

Bloc de indicare analogică și digitală

Pentru edificarea rapidă a operatorului care supraveghează experimentarea, asupra modului de funcționare a ansamblului testat, s-a considerat util ca, în cadrul sistemului, să existe o indicare analogică a cîtorva parametri importanți.

S-au prevăzut în acest sens patru instrumente analogice ce pot fi conectate la alegere pe oricare dintre cele patru canale de măsură. Instrumentele sînt gradate procentual și au capătul de scară reglabil. De asemenea, pentru măsurarea precisă a semnalelor de ieșire pe oricare canal de măsură (înaintea multiplexării), a fost prevăzut un voltmetru digital de panou. Instrumentele indicatoare amintite mai sus au fost integrate într-un sertar, împreună cu o rețea de borne de distribuție. Blocurile de indicare și supraveghere de limite sînt deosebit de utile și în etapa de acordare a sistemului, la aplicația concretă.

Considerații generale asupra sistemului

La alcătuirea configurației sistemului, în etapa de proiectare, au fost judicios analizate diferite soluții pentru partea de control din punctul de vedere al raportului preț/performanțe, precum și din punctul de vedere al versalității sistemului. Date fiind cerințele privitoare la viteza maximă de achiziție, s-a ajuns la concluzia că tipul de calculator de birou HP 9825 A satisface aceste cerințe avînd, față de un minicalculator, avantajul unor mari facilități de programare.

In timp ce un minicalculator fără periferice costisitoare (cum sînt unitățile de discuri) nu poate fi programat decît în cod mașină sau cel mult în limbaj de asamblare, calculatorul ales pentru sistem dispune de un limbaj de programare de înalt nivel, depășind posibilitățile cunoscutului limbaj BASIC. De asemenea, calculatorul HP 9825 A avînd numeroase funcții cablate (realizate pe ROM-uri), care nu ocupă memoria aflată la dispoziția utilizatorului, conferă mari posibilități de prelucrare a datelor culese tot în cadrul sistemului.

Sistemul actual de programe este alcătuit din următoarele programe :

— programul monitor ;

— program de inițializare (definire a caracteristicilor de prelucrare pentru fiecare canal de măsură) ;

— program de editare (listare sau modificare a caracteristicilor de prelucrare a datelor pentru fiecare canal) ;

— program de editare a constantelor utilizate în prelucrarea datelor furnizate de canalele pentru termocuple ;

— program de explorare a canalelor de măsură conectate la multiplexorul rapid ;

— program de exploatare a tuturor canalelor configurate (inclusiv cele conectate prin dispozitivul „Scanivalve" precum și citirea frecvențmetrului) ;

— program de explorare cu acces direct la memorie (DMA) — pentru explorări cu frecvența maximă (10 kHz) ;

— program de examinare individuală a canalelor de măsură.

Imprimatorul prin impact al caracterelor, tip HP 9871 A, are — pe lîngă facilitățile obișnuite de scriere și tabelare — și facilitatea trasării graficelor prin puncte. Această facilitate a fost exploatată elaborîndu-se un program de reprezentare grafică a variației unui parametru în timp sau a dependenței unui parametru de altul. Datele pentru trasarea graficelor sînt preluate din fișierele de date actualizate la fiecare ciclu de explorare.

Imbogățirea sistemului de programe cu noi programe, sau modificarea celor existente este la îndemîna utilizatorului, dată fiind ușurința programării de care s-a amintit anterior.

CZ. 621—28 : 531.1

Distribuții de viteze de tip general pentru calculul stratului limită pe o suprafață oarecare

Ing. Ion **MĂRĂCINEANU** — I.N.M.T. București

Analiza dezvoltării stratului limită pe suprafețele curbe, ca de pildă pe suprafețele paletelor turbomașinilor, evidențiază o continuă modificare structurală a acestuia pe direcția curgerii principale. Astfel stratul limită se transformă treptat din laminar în turbulent, trecînd prin forma de tranziție, iar existența gradientului pozitiv de presiune și curbura suprafeței solide, determină apariția desprinderii acestuia de pe perete. Aceste transformări sînt nemijlocit legate de modificări corespunzătoare ale profilelor de viteze și de tensiuni tangențiale din strat, modificări ce se impun a fi reprezentate matematic cît mai corect. In aceste condiții, descrierea profilelor de viteze și tensiuni prin funcții polinomiale cu coeficienți și exponenți constanți, dezavantajează precizia metodelor de calcul ale stratului limită, întrucît asemenea distribuții nu pot ilustra evoluția fenomenului real. De aceea este util a se studia legi de distribuție de tip general, pentru a se vedea în ce măsură această cale poate conduce la elaborarea unor metode mai precise de calcul a stratului limită „aplicabile în cazul special al curgerii agentului de lucru prin paletajele turbomașinilor".

În sensul celor de mai sus, lucrarea analizează două forme polinomiale dublu parametrice de tip general, în vederea utilizării lor ca legi de distribuție a vitezei în calculul stratului limită pe o suprafață curbă ne-rugoasă.

Sub forma lor cea mai generală, cele două funcții polinomiale sînt:

$$f_1(\bar{y},n,\lambda)=\frac{W_x}{W_0}=A_1\bar{y}+A_2\bar{y}^2+\\ +A_{n+3}\bar{y}^{n+3}+A_{n+4}\bar{y}^{n+4} \qquad (1)$$

$$f_2(\eta,n,\lambda)=\frac{W_x}{W_0}=a_0+a_1\eta+\cdots+\\ +a_n\eta^n+a_{n+1}\eta^{n+1}+\cdots \qquad (2)$$

în care:

W_0 — viteza curentă pe frontiera liberă a stratului limită.

W_x — viteza în stratul limită pe direcția OX, corespunzătoare ordonatei curente Y la suprafața corpului peste care curge fluidul.

$\bar{y},\lambda$ — variabilele independente utilizate pentru exprimarea funcțiilor f_1, respectiv f_2.

$$\bar{y}=\frac{y}{\delta};\quad \eta=1-\frac{y}{\delta}=1-\bar{y}, \qquad (3)$$

unde:

δ — grosimea curentă a stratului limită.

$\lambda=\frac{\delta^2}{\nu}\cdot\frac{dW_0}{dx}$ — parametrul lui Pohlhausen.

ν — vîscozitatea cinematică a fluidului.

$n\geqslant 0$ — parametru definit de legea logaritmică

$$n=\alpha ln Re_x \qquad (4)$$

$Re_x=\frac{Wox}{\nu}$ — numărul Reynolds al curgerii principale în care se consideră ca lungime caracteristică abscisa curbilinie curentă OX, dirijată după frontiera solidă și avînd sens pozitiv, sensul după care are loc curgerea.

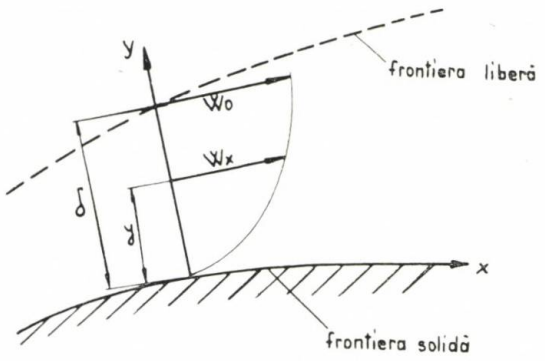


Fig. 1

În distribuțiile (1) și (2) expresiile coeficienților A_1, A_2 A_{n+3}, A_{n+4}, respectiv a_0, a_1, . . . a_n, a_{n+1}, . . . se determină din condițiile impuse pe cele două frontiere ale stratului limită și cu utilizarea concomitentă a ecuațiilor diferențiale ale acestuia. În esență, aceste corelații sînt:

— pentru $y=0$

$$\left.\begin{array}{l}\bar{y}=0\quad;\quad \eta=1\quad;\quad W_x=0\\ f_1(0)=0;\quad f_1'(0)\neq 0;\quad f_1''(0)=-\lambda\\ f_2(1)=0;\quad f_2'(1)\neq 0;\quad f_2''(1)=-\lambda;\\ f_2'''(1)=0\end{array}\right\} \qquad (5)$$

— pentru $y = \delta$

$$\left.\begin{aligned} &\bar{y} = 1; \quad \eta = 0; \quad W_x = W_0 \\ &f_1(1) = 1; \quad f_1'(1) = 0; \quad f_1''(1) = 0 \\ &f_2(0) = 1; \quad f_2'(0) = f_2''(0) = \ldots = f_2^{(n-1)}(0) = 0 \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

În relațiile (5) și (6), s-a notat prin f', f'', . . $f^{(n-1)}$, . . . etc., derivatele parțiale ale funcțiilor f_1 și f_2 în raport cu variabila $\bar{y}$ respectiv η.

Explicitarea condițiilor (5) și (6) conduce la două sisteme de ecuații liniare în care necunoscutele sînt coeficienții funcțiilor f_1 și f_2. Prin rezolvarea acestor sisteme se obțin expresiile coeficienților căutați care sînt :

— pentru distribuția de viteze (1) :

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= \frac{n+1}{2(n+3)}\lambda + \frac{n+4}{n+2} \\ A_2 &= -\frac{\lambda}{2} \\ A_{n+3} &= \frac{\lambda}{2} - \frac{n+4}{n+2} \\ A_{n+4} &= -\frac{n+1}{2(n+3)}\lambda + 1 \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

— pentru distribuția de viteze (2)

$$\left.\begin{aligned} a_0 &= 1 \\ a_1 &= a_2 = \ldots = a_{n-1} = 0 \\ a_n &= \frac{\lambda}{2} - \frac{(n+1)(n+2)}{6} \\ a_{n+1} &= -\frac{n}{n+1}\lambda + \frac{(n-1)(n+2)}{3} \\ a_{n+2} &= \frac{n-1}{2(n+1)}\lambda - \frac{(n-1)n}{6} \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Înlocuind coeficienții din funcțiile (1) și (2) prin expresiile lor din (7) și respectiv (8), distribuțiile generale de viteze devin :

(9)

$$f_1(\bar{y},n,\lambda) = \left[\frac{n+1}{2(n+3)}\lambda + \frac{n+4}{n+2}\right]\bar{y} - \frac{\lambda}{2}\bar{y}^2 + \left[\frac{\lambda}{2} - \frac{n+4}{n+2}\right]\bar{y}^{n+3} + \left[1 - \frac{n+1}{2(n+3)}\lambda\right]\bar{y}^{n+4}$$

$$f_2(\eta,n,\lambda) = 1 + \left[\frac{\lambda}{2} - \frac{(n+1)(n+2)}{6}\right]\eta^n + \left[-\frac{n}{n+1}\lambda + \frac{(n-1)(n+2)}{3}\right]\eta^{n+1} + \left[\frac{n-1}{2(n+1)}\lambda - \frac{(n-1)n}{6}\right]\eta^{n+2} \quad (10)$$

După cum se va arăta mai jos, distribuția de viteze (9) este de tip Pohlhausen, iar distribuția (10) aparține lui Loițianski [2] care a dat însă o altă interpretare parametrului n, decît cea dată în lucrarea de față.

Dacă în formele generale (9) și (10) se pune condiția $\lambda = 0$, atunci se obțin distribuțiile de viteze în stratul limită pe o suprafață plană și anume :

$$f_{1_0}(\bar{y},n,\lambda) = \frac{n+4}{n+2}\bar{y} - \frac{n+4}{n+2}\bar{y}^{n+3} + \bar{y}^{n+4} \quad (9')$$

$$f_{2_0}(\eta,n,\lambda) = 1 - \frac{(n+1)(n+2)}{6}\eta^n + \quad (10')$$

$$+ \frac{(n-1)(n+2)}{3}\eta^{n+1} - \frac{(n-1)n}{6}\eta^{n+2}$$

Dacă în relațiile (9) și (9') se dă parametrului n valoarea $n=0$, atunci se obțin distribuțiile de viteze Pohlhausen în stratul limită laminar, pe o suprafață curbă, respectiv plană [1], [3] :

$$f_{LP}(\bar{y},n,\lambda) = \left(\frac{\lambda}{6} + 2\right)\bar{y} - \frac{\lambda}{2}\bar{y}^2 + \quad (11)$$

$$+ \left(\frac{\lambda}{2} - \right)\bar{y}^3 + \left(1 - \frac{\lambda}{6}\right)\bar{y}^4$$

$$f_{LP_0}(\bar{y},n,\lambda) = 2\bar{y} - 2\bar{y}^3 + \bar{y}^4 \quad (12)$$

Condiția de desprindere de perete a stratului limită este :

$$\tau_0 = \mu\left(\frac{\partial W_x}{\partial y}\right)_{y=0} = \mu W_0\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)_{y=0} = 0 \quad (13)$$

care în cazul distribuțiilor f_1 și f_2 conduce la :

$$\left(\frac{\partial f_1}{\partial \bar{y}}\right)_{\bar{y}=0} = f_1'(0) = 0 \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial f_2}{\partial \eta}\right)_{\eta=1} = f_2'(1) = 0 \quad (15)$$

Condițiile (14) și (15) stabilesc valoarea parametrului la desprindere și anume :

— pentru distribuția f_1 :

$$\lambda_{1D} = -\frac{2(n+3)(n+4)}{(n+1)(n+2)} \quad (16)$$

— pentru distribuția f_2 :

$$\lambda_{2D} = -\frac{(n+1)(n+2)}{3} \tag{17}$$

Parametrul λ admite și o limită superioară impusă de condiția ca valoarea raportului W_x/W_0 să nu devină supraunitară în interiorul intervalului $(0 < y < \delta)$. Această limită se deduce din analiza derivatelor de ordin superior al funcțiilor f_1 și f_2 și este :

— pentru distribuția f_1 :

$$\lambda_{1s} = \frac{2(n+3)(n+4)}{(n+1)(n+2)} \tag{18}$$

— pentru distribuția f_2 :

$$\lambda_{2s} = \frac{(n+1)(n+2)}{3} \tag{19}$$

În consecință, pentru ambele distribuții de viteze considerate, domeniul de variație admis pentru parametrul λ, este limitat inferior și superior de dependențele simetrice (16) (18) respectiv (17) (19), astfel încît se poate scrie în general :

$$\left.\begin{aligned} &\lambda_{iD}(n) \leqslant \lambda(n) \leqslant \lambda_{is}(n) \\ &\lambda_{iD}(n) = -\lambda_{is}(n) \qquad i = 1,2 \end{aligned}\right\} \tag{20}$$

Pentru valoarea $n=0$ introdusă în relațiile (16) și (18) se obțin limitele de variație ale parametrului λ în cazul distribuției laminare de viteze Pohlhausen pe o suprafață curbă și anume :

$$\lambda_{D,s} = \pm 12 \tag{21}$$

ceea ce atestă încă odată constatarea că din distribuția generală (9) se poate deduce ca un caz particular profilul de viteze Pohlhausen.

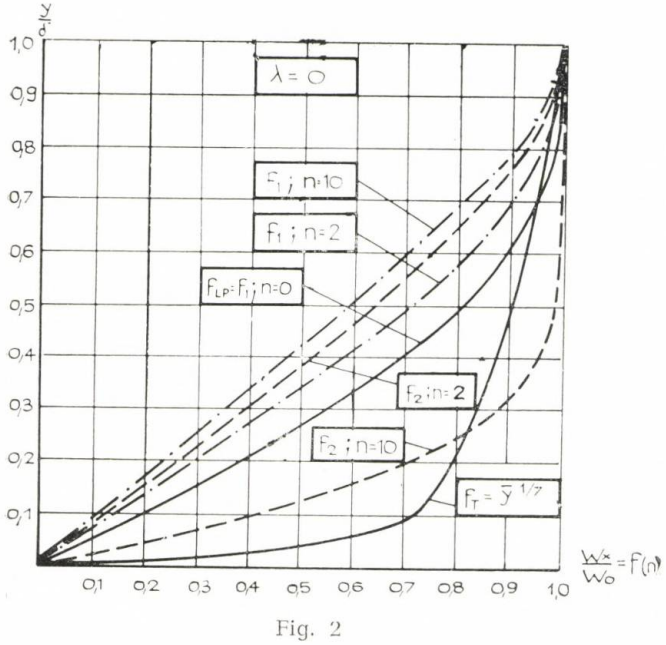


Fig. 2

Analiza expusă mai sus, este ilustrată în figurile 2, 3, 4 și 5.

În figura 2 se compară profilele adimensionale de viteze pe placa plană ($\lambda = 0$) date de funcțiile f_1 și f_2, cu distribuția laminară Pohlhausen f_{LP} și cu cea turbulentă $f_T = (y/\delta)^{1/7}$, atunci cînd parametrul n își modifică valoarea de la $n=2$ la $n=10$. Din figură se poate constata, că la creșterea lui n ambele profile de viteze generale de cele două funcții analizate

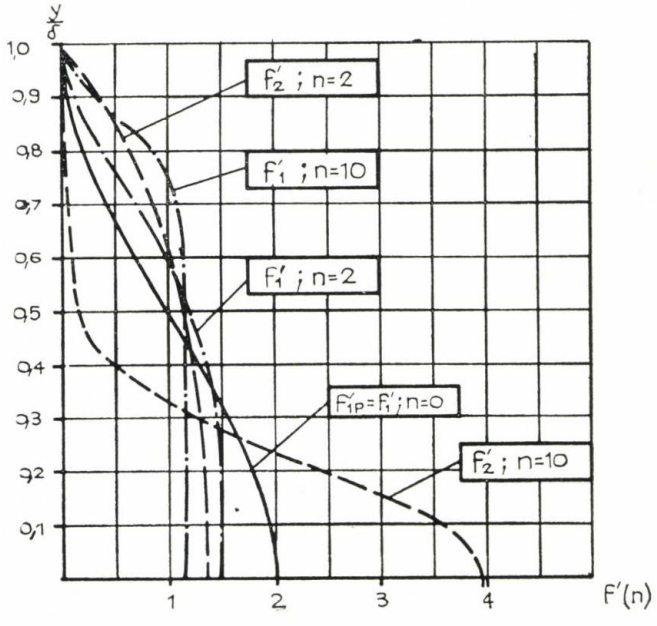


Fig. 3

se deformează, însă în sensuri opuse. Astfel, în timp ce deformarea profilelor generate de distribuția f_2 se face în sens turbulent, cu creșterea lui n, distribuția f_1 conduce la profile de viteză din ce în ce mai ascuțite.

In figura 3, se compară graficele derivatelor de ordinul întîi $f_1' = \partial f_1/\partial y$ și $|f_2'| = |\partial f_2/\partial \eta|$ ale funcțiilor studiate, cu derivata similară f'_{LP} a distribuției laminare Pohlhausen, atunci cînd parametrul n crește de la valoarea $n=2$ la $n=10$. Se constată că valoarea la perete a acestei derivate (care afectează direct valoarea tensiunii tangențiale τ_0), crește progresiv cu creșterea lui n atingînd dublul valorii laminate :

$$\left[|f_2'(\eta = 0\,;\ n = 10)| = 4\,,\ \text{iar}\ f'_{LP}(\bar{y} = 0) = 2\right]$$

în cazul distribuției f_2, în timp ce distribuția f_1 conduce la valori continuu descrescătoare ale derivatei f'_1 la perete, pentru aceeași creștere a parametrului n.

In figura 4 sînt reprezentate graficele funcțiilor limită simetrice $\lambda_S(n)$ și $\lambda_D(n)$ corespunzătoare distribuțiilor f_1 și f_2, curbele λ_S și λ_D definesc limita maximă și minimă între care

poate lua valori parametrul λ, la o valoare dată a parametrului n. Din figură se observă modul diferit de variație al acestor limite în cazul celor două distribuții f_1 și f_2 considerate.

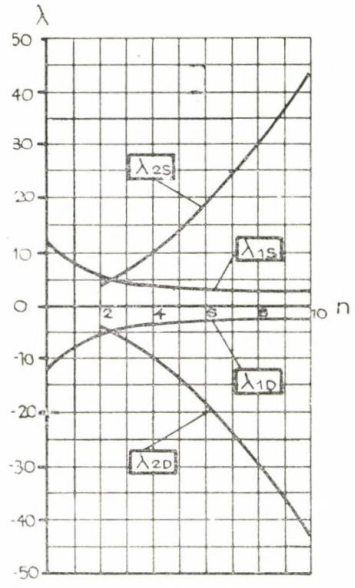


Fig. 4

Astfel, în timp ce în cazul distribuției de viteze f_1 domeniul de variație admis pentru parametrul λ se restrînge cu creșterea lui n tinzînd către limita $\lambda_{1S,D} = \pm 2$ cînd n devine foarte mare, în cazul f_2 acest domeniu se mărește parabolic cu n.

În figura 5 se compară profilele adimensionale de viteze $f_1'(\bar{y},n,\lambda)$ și $f_2'(\eta,n,\lambda)$ pe o suprafață curbă, cu profilul similar laminar Pohlhausen $f_{LP}'(y,n=0,\lambda)$, atunci cînd parametrul n are valorile $n=2$ și $n=10$, iar parametrul λ atinge valorile sale limită λ_S, λ_D corespunzătoare lui n. Ca și în cazul plăcii plane, se constată și aici că distribuția f_2 se deformează în sens turbulent cu creșterea lui n, în timp ce distribuția f_1 se deformează în sens opus. În plus, se constată că tendința de desprindere a stratului limită crește cu creșterea lui n în cazul distribuției f_1 și scade în cazul distribuției f_2.

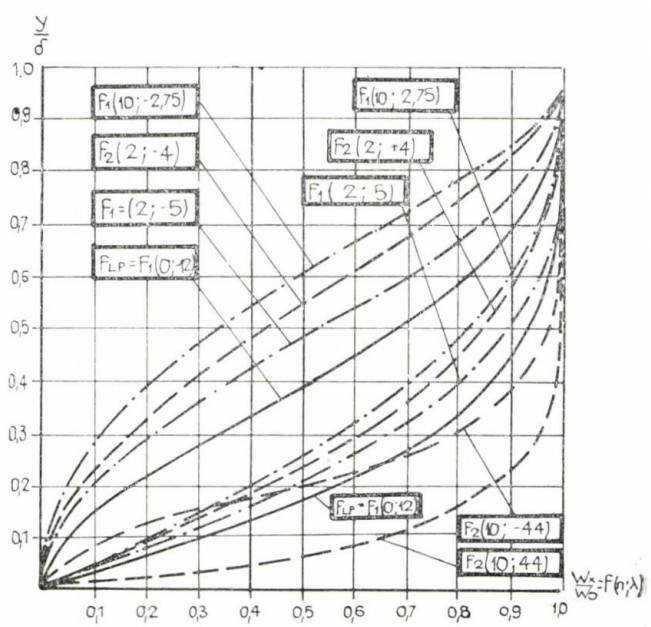


Fig. 5

Concluzii

Din cele prezentate mai sus rezultă :

1. **Pentru distribuția de viteze f_1.**

1.1. Este mai generală decît distribuția laminară Pohlhausen, deoarece o conține pe aceasta ca pe un caz particular.

1.2. Creșterea parametrului n conduce la următoarele trei efecte ;

— ascuțirea profilului de viteze ;

— restrîngerea limitelor admisibile de variație a parametrului λ ;

— micșorarea valorii derivate f_1' la perete sub valoarea derivatei f_{LP}' a distribuției laminare de referință, ceea ce antrenează o modificare similară a tensiunii tangențiale τ_0 la perete.

1.3. Eectele cauzate de creșterea parametrului n, sînt echivalente cu acțiunea unui gradient pozitiv de presiune de mărime proporțională cu n.

În consecință, distribuția de viteze f_1 poate fi utilizată în calculul stratului limită cu gradienți pozitivi de presiune, fiind de așteptat rezultate mai precise în ceea ce privește estimarea punctului de desprindere decît metoda Pohlhausen.

2. **Pentru distribuția de viteze f_2.**

2.1. Creșterea parametrului n conduce la următoarele trei efecte :

— bombarea profilului de viteze, acesta deformîndu-se progresiv în sens turbulent ;

— lărgirea limitelor admisibile de variație a parametrului λ ;

— mărirea valorii derivatei $\left|f_2'\right|$ la perete, aceasta putînd depăși valoarea laminară de referință f_{LP}' ceea ce antrenează modificări similare ale tensiunii tangențiale τ_1 la perete.

2.2. Ca urmare a efectelor cauzate de creșterea parametrului n este de așteptat ca utilizarea distribuției f_2 să dea rezultate promițătoare în calculul stratului limită tranzițional.

3. Ambele distribuții pot fi utilizate în elaborarea unor metode aproximative de calcul, bazate pe ecuația integrală a stratului limită.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schlichting, H.H.* : Boundary layer theory. Mc. Grow — Hill, New-York, 1960.

[2] *Loițianskii, L.G.* : Mehanika jidkosti i gaza Izd. Nauka, Moskva, 1970.

[3] *Romanenko, P.N.* : Teplomassoobmen i trenie pri gradientom tecenii jidkosti. Izd. Energhia, Moskva, 1971.

CZ : 621.431 : 662.6/.8

Mișcarea picăturilor de combustibil injectate direct în cilindrul motorului cu ardere internă

Șef lucrări ing. Radu **GAIGINSCHI**, asist. ing. Nonel **TIRER** — Institutul Politehnic Iași

Mișcarea picăturilor de combustibil injectate direct în cilindrul motorului cu ardere internă, prezintă o importanță deosebită în procesul formării amestecului, fapt care a determinat elaborarea multor lucrări legate de acest aspect [1], [3], [4]. În lucrare, se prezintă un model de calcul al mișcării picăturilor rezolvat pe un calculator numeric, ceea ce a permis luarea în considerare a unui număr sporit de condiții ce influențează mișcarea.

S-au luat în considerație următoarele ipoteze :

— fracționarea combustibilului în picături are loc chiar la ieșirea din orificiul de pulverizare al injectorului ;

— forma sferică a picăturii se conservă pe tot parcursul mișcării ;

— picătura este proiectată într-o masă de aer cu temperatura, densitatea și vîscozitatea, variabile în funcție de poziția pistonului în cilindru ;

— masa de aer se află în mișcare de rotație în jurul axului cilindrului ;

— din cauza transferului de căldură și a fenomenului de difuzie picătura este supusă transferului de masă ;

— rezistența la înaintare a picăturii depinde de domeniul variației numărului Reynolds ;

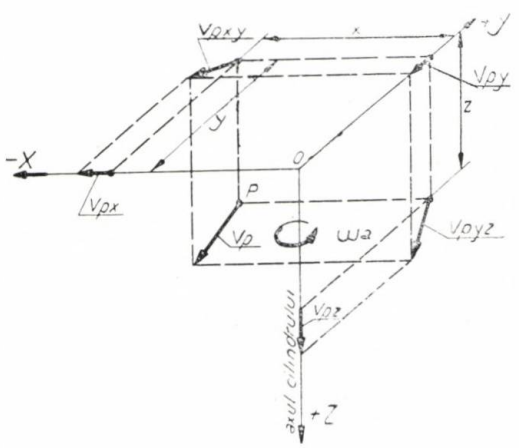


Fig. 1

— coeficientul rezistenței la înaintare este variabil în funcție de viteza mișcării.

Se consideră că picătura se mișcă în cadrul definit de un sistem de coordonate triortogonal X, Y, Z, corelat cu cilindrul motorului, după cum se arată în figura 1.

Pentru o poziție oarecare a picăturii în mișcare relativă față de aerul din cilindru, ecuația de echilibru are aspectul :

$$m\frac{d}{d\tau}(v_p) = -\Psi F \rho_a \frac{v^2}{2}, \qquad (1)$$

în care :

m — masa picăturii ;
v_p — viteza absolută a picăturii ;
Ψ — coeficient de rezistență la înaintare ;
F — suprafața frontală ;
ρ_a — densitatea aerului ;
v — viteza relativă a picăturii ;
τ — timpul.

Proiecțiile vitezei v pe axele de coordonate pot fi scrise în funcție de viteza de rotație a aerului ω_a și de poziția momentană a picăturii (x, y, z) :

$$v_x + \frac{dx}{d\tau} = \omega_a y ; \quad v_y = \frac{dy}{d\tau} - \omega_a x ; \quad v_z = \frac{dz}{d\tau} \qquad (2)$$

Coeficientul ψ depinde de domeniul scurgerii exprimat prin valoarea lui Re, care pentru corpuri de formă sferică este exprimat prin relația :

$$Re = \frac{v d \rho_a}{\mu_a} \qquad (3)$$

d fiind diametrul picăturii, iar μ_a vîscozitatea dinamică a aerului din cilindru.

Ținînd cont de dependența $\psi = f(Re)$ [4] și de relația (3) coeficientul ψ are aspectul :

— pentru $Re \leqslant 1$, $\psi = \frac{24\mu_a}{v d \rho_a} + \frac{9}{2}$ (4)

(5)

— pentru $1 < Re \leqslant 4{,}55A^{0{,}21}$, $\psi = \frac{12{,}5\sqrt{\mu_a}}{\sqrt{v d \rho_a}}$

— pentru $Re > 4{,}55A^{0{,}21}$

$$\psi = 0{,}73\left(\frac{v d \rho_a}{\mu_a}\right)^{1{,}4} \cdot A^{0{,}4} \qquad (6)$$

termenul A avînd semnificația :

$$A = \frac{\sigma^3 \rho_a^2}{\mu_a^4 (\rho_c - \rho_a) g}$$

în care :

— σ, ρ_c — tensiunea superficială și densitatea combustibilului ;
— g — accelerația gravitației

Avînd în vedere modificarea vîscozității cu temperatura și variația temperaturii din cilindru în funcție de poziția pistonului, se ajunge la relația :

$$\mu_a = 0{,}38 \cdot 10^{-8} \mathcal{T}_{ao} \mathcal{F}_{(v)}^{n_1 - 1} + 0{,}86 \cdot 10^{-6} \quad (7)$$

F fiind funcția trigonometrică a variației volumului :

$$\mathcal{F}_{(v)} = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)\left[\frac{1 - \cos\sigma n(\mathcal{T}_0 + \mathcal{T})}{2} + \frac{\lambda^2}{4}\sin\sigma n(\mathcal{T}_0 + \mathcal{T})\right] + 1} \quad (8)$$

în care :

$\mathcal{T}_{ao}$ — temperatura aerului la sfîrșitul admisiei ;
ε — raportul de comprimare ;
λ — raportul cursă/lungimea bielei ;
n — turația motorului ;
τ_0 — timpul scurt din momentul începerii admisiei pînă cînd are loc injecția ;
n_1 — exponentul politropic al procesului de comprimare.

Modificarea densității aerului în procesul comprimării este dată de expresia :

$$\rho_a = \rho_{ao} \mathcal{F}_{(v)}, \quad (9)$$

ρ_{ao} — fiind densitatea aerului la sfîrșitul procesului de admisie.

Cercetări teoretice și experimentale [1], [2], au arătat că masa unei picături de combustibil aflată în mișcare relativă față de aer descrește în timp după relația :

$$d^m = d_0^m - k\tau, \quad (10)$$

în care :

d_0 — diametrul inițial ;
k — coeficientul de vaporizare ;
m — exponent al cărui mărime determinată experimental se află între limitele 1,5 și 1,66 (în funcție de recomandările diverșilor autori).

Înlocuind expresia coeficientului k [2] în funcție de coeficientul difuziei D_{co} al combustibilului raportat la gradientul concentrației și de variația presiunii de saturație a vaporilor de combustibil $p_s = B_e^{-\frac{C}{\mathcal{T}_a}}$, relația (10) devine :

$$d^m = d_0^m - \frac{8}{273} \times \frac{D_{co} \mathcal{T}_{a0} B}{R_v \mathcal{T}_0 p_{a0} \gamma_c} \cdot \frac{1}{\mathcal{F}_{(v)}} \cdot e^{-\frac{C \mathcal{F}_{(v)}^{1-n_1}}{\mathcal{T}_{a0}}} \times \tau, \quad (11)$$

în care :

$\mathcal{T}_0$ — temperatura la care s-a determinat D_{c0} ;
γ_c — greutatea specifică a combustibilului ;
B și C — constante experimentale caracterizînd variația cu temperatură a presiunii de saturație a vaporilor de combustibil ;
p_{a0} — presiunea din cilindru în timpul admisiei ;
R_v — constanta vaporilor de combustibil.

Prin proiecția relației (1) pe axele de coordonate și prin înlocuirea în aceasta a expresiilor (2), (4), (5), (6) se obține sistemul de ecuații diferențiale caracterizînd mișcarea picăturii de combustibil. De pildă, pentru domeniul $1 < Re \leqslant 4{,}55 A^{0{,}21}$ sistemul de ecuații are aspectul :

$$\frac{d^2x}{d^2\tau} = -9{,}375 \frac{\rho_a^{0,5} \mu_a^{0,5}}{\rho_c d^{1,5}} \left(\omega y + \frac{dx}{d\tau}\right)^{1,5} \quad (12)$$

$$\frac{d^2y}{d^2\tau} = -9{,}375 \frac{\rho_a^{0,5} \mu_a^{0,5}}{\rho_c d^{1,5}} \left(\omega x - \frac{dy}{d\tau}\right)^{1,5} \quad (13)$$

$$\frac{d^2z}{d^2\tau} = -9{,}375 \frac{\rho_a^{0,5} \mu_a^{0,5}}{\rho_c d^{1,5}} \left(\frac{dz}{d\tau}\right)^{1,5} \quad (14)$$

în care ρ_a este dat de relația (9), μ_a de relația (7) și d din expresia (11).

Rezultă că mișcarea picăturii este descrisă de un sistem de ecuații diferențiale neliniare

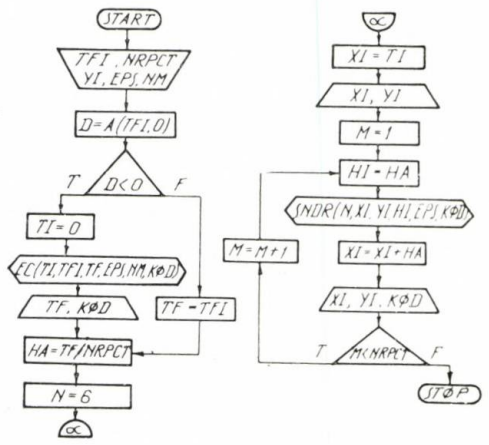


Fig. 2

de ordinul 2. Rezolvarea s-a făcut pe cale numerică, întocmind un program FORTRAN după organigrama de principiu din figura 2.

Integrarea se efectuează de la timpul $\tau = 0$ pînă la $\tau = TF$, unde TF este fie timpul TFI după care se sfîrşeşte procesul comprimării, fie timpul după care picătura se volatilizează (diametrul d devine zero), dacă aceasta se produce înainte de TFI.

Pentru determinarea diametrului picăturii la un timp oarecare T se foloseşte subprogramul FUNCTI⌀N 1 (T,L), care permite ori numai calculul expresiei (11) dacă L=0, ori, în caz contrar, calculul coeficientului ce intervine în relaţiile (12), (13) şi (14) :

$$A(T,1) = 9{,}375 \frac{\rho_a^{0,5} \mu_a^{0,5}}{\rho_c d^{1,5}} \qquad (15)$$

Pentru determinarea timpului TF (dacă $TF \neq TFI$) s-a întocmit subprogramul SUBR⌀UTIHE EC (TI, TFI, TF, EPS, HM, $K⌀D$), care folosind metoda interpolării liniare [6] calculează rădăcina TF a funcţiei $A(T,0)$, rădăcină cuprinsă în intervalul (TI, TFI). Variabila de control $K⌀D$ indică la ieşire, dacă a fost atinsă precizia dorită EPS sau dacă s-au întrerupt calculele pentru că a fost depăşit numărul maxim de iteraţii permis NM.

Soluţiile sistemului de ecuaţii (12), (13), (14) se determină într-un număr de puncte impus ($NRPCT$), adică la timpi ce diferă între ei prin $NA = TF/NRPCT$.

Pentru rezolvarea sistemului se recurge la reducerea sa la un sistem de 6 ecuaţii diferenţiale de forma :

$$\frac{dx}{d\tau} = x_D ; \quad \frac{dy}{d\tau} = y_D ; \quad \frac{dz}{d\tau} = z_D ;$$

$$\frac{dx_D}{d\tau} = - A_{(T,1)} \cdot (\omega y + x_D)^{1,5} ;$$

$$\frac{dy_D}{d\tau} = - A_{(T,1)} (\omega x - y_D)^{1,5} ; \qquad (16)$$

$$\frac{dz_D}{d\tau} = - A_{(T,1)} z_D^{1,5}$$

la integrarea căruia s-a întocmit subprogramul :
SNDR (N, XI, YI, HI, EPS, K⌀D).

Acest subprogram permite integrarea unui sistem de N ecuaţii diferenţiale de ordin I, cunoscînd valorile iniţiale ale variabilei independente XI şi ale variabilei dependente YI

$$\left(\text{în cazul de faţă : } x_0, y_0, z_0, \left(\frac{dx}{d\tau}\right)_{\tau=0}, \left(\frac{dy}{d\tau}\right)_{\tau=0}, \left(\frac{dz}{d\tau}\right)_{\tau=0} \right)$$

Folosind o metodă Runge-Kutta de ordinul 4 [7], cu alegerea automată a pasului optim, subrutina determină soluţia în punctul XI+HA. Variabila de control $K⌀D$ indică dacă abaterea relativă între doi vectori, soluţie obţinută în urma divizării succesive a pasului de integrare, este mai mică decît precizia dorită EPS sau dacă calculele au fost oprite din cauza depăşirii numărului maxim impus de divizări ale domeniului de integrare HA. Rezultatele sînt cuprinse în vectorul YI, ceea ce facilitează reluarea calculelor pentru punctele următoare.

Subprogramul $SNDR$ utilizează un subprogram SUBR⌀UTINE CALCUL (X, Y, $VALY$) care calculează în vectorul $VALEY$ membrul drept al ecuaţiilor (16) multiplicat cu valoarea H a pasului de integrare. Relaţiile de calcul ţin seama de cadranul în care se află picătura precum şi de valorile variabilelor X şi Y în momentul chemării subrutinei. Subrutina CALCUL utilizează la rîndul ei subprogramul FUNCTI⌀N A (T, L) pentru calculul coeficienţilor ecuaţiilor.

Legătura între programul principal şi subprograme se face şi printr-o instrucţiune C⌀MM⌀N, pentru furnizarea tuturor datelor din expresiile (8), (9), (11), ceea ce conferă programului o mai mare suplete.

Programul a fost rulat în dublă precizie, pe un calculator FELIX C-256, pentru următoarele condiţii iniţiale : s-a considerat cazul injecţiei directe a benzinei — în timpul procesului de comprimare ; $\varepsilon = 13$; $n = 1700$ rot/min ; $T_{a0} = 325°C$; $n_1 = 1{,}32$; $\tau_0 = 2478 \cdot 10^{-5}$ s. corespunzător unui avans de 102°RAC faţă de PMI ; $TFI = 3468 \cdot 10^{-5}$ s ; $\omega_a = 370$ rad/s. ; $\gamma_c = 720$ kgf/m³ ; $\sigma = 2{,}06798 \cdot 10^{-3}$ kgf/m ; $\mu_c = 31{,}559 \cdot 10^{-6}$ kgf.s/m² ; $B = 4674 \cdot 10^3$; $C = 2966{,}43$; $D_{c0} = 0{,}0845$ cm²/s. la $T_0 = 283°$ şi $p_0 = 760$ mmHg ; $R_v = 7{,}709$ kgm/kg : $d_0 = 20$ μm ; $x_0 = 0$, $y_0 = 23{,}5 \cdot 10^{-3}$m, $z_0 = 0'$.

$$\left(\frac{dx}{d\tau}\right)_{\tau=0} = - 6{,}962 \text{m/s} ;$$

$$\left(\frac{dy}{d\tau}\right)_{\tau=0} = - 61{,}111 \text{m/s} ;$$

$$\left(\frac{dz}{d\tau}\right)_{\tau=0} = 46{,}833 \text{m/s}$$

Condiţiile expuse anterior corespund unei viteze iniţiale a picăturii de 74,4m/s (direcţia iniţială fiind determinată după proiecţiile vitezelor pe axele de coordonate), adică pentru domeniul $1 < R_e \leqslant 4{,}55 A^{0,21}$, ceea ce a condus la folosirea ecuaţiilor (12), (13), (14).

In figurile 3, 4 şi 5 s-au reprezentat rezultatele calculelor, după cum urmează : în figu-

ra 3 modificarea diametrului picăturii în timp iar în figurile 4 și 5 proiecțiile traiectoriei pe planele XY și YZ.

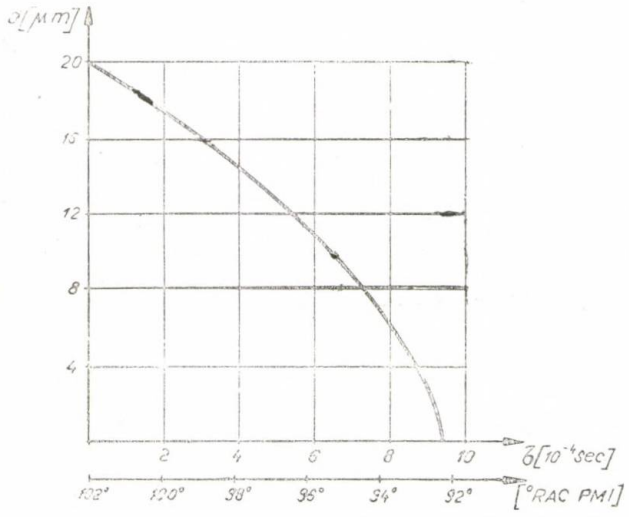


Fig. 3

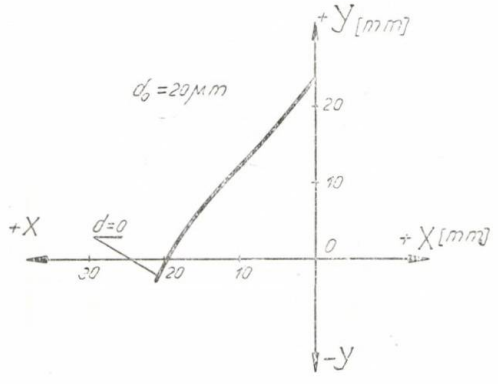


Fig. 4

Intr-o altă variantă, subrutina SNDR a fost înlocuită prin subrutina DSRKG din biblioteca matematică a calculatorului ceea ce a necesitat atît înlocuirea subrutinei CALCUL cu subrutina FCT și ∅UT cerute de DSRKG cît și de

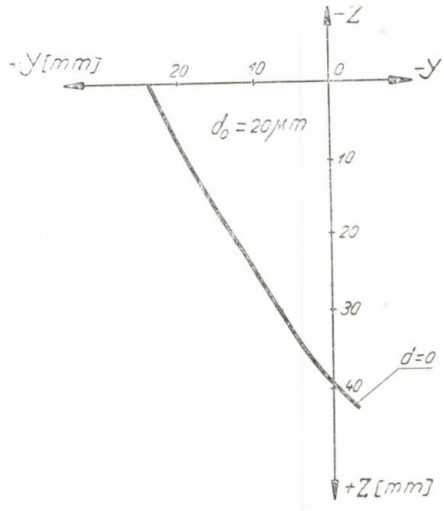


Fig. 5

precizarea unor noi parametri. Rezultatele numerice obținute sînt în concordanță cu cele anterioare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vîrubov, D. N.:* O rascetah smeseobrazovania. Izv. vîșș. ucebn. zaved. Energhetica, 3, 1973.

[2] *Irisov, A.S.:* Ispariaemosti topliv dlia porșnevîh dvigatelei metodî eio issledovania. Moskva, 1955.

[3] *Balakin, V.I.:* Toplivnaia apparatura bistrohodnîh Dizelei. Moskva, 1969.

[4] *Lîșevschi, A.S.:* Dvijenie jidkih capeli v gazovom potoke. Izv. vîșș. ucebn. zaved. Energhetica, 7, 1963.

[5] *Vargaftik, N.B.:* Spravocinic po teplofiziceskim svoistvam gazov i jidkostei. Fiz-mat-lit, Moskva, 1963.

[6] *Demidovitch, B.:* Éléments de calcul numérique. Ed. MIR, Moscva, 1973.

[7] *Stănciulescu, F.:* Analiza și simularea sistemelor neliniare. Ed. Ac. R.S.R., București, 1974.

CZ : 621.436 : 662.613.5

Cercetări teoretice și experimentale asupra emisiunii de particule solide (funingine) în gazele de evacuare ale motoarelor diesel

Ing. Gerhard **PURI** — Institutul Politehnic Timișoara

Introducere

Formarea funinginii în motorul diesel a fost de la începuturile dezvoltării acestuia una din principalele probleme care au preocupat constructorii de motoare, deoarece chiar la un exces de aer încă relativ mare, acesta are tendința să producă fum negru. Se apreciază [1] că la o folosire de 80% din aerul disponibil, doar 1% din combustibilul rămas nears produce fum negru care împiedică vizibilitatea

(*CB*>7). Datorită creşterii numărului motoarelor diesel în exploatare, ponderea acestora în poluare a aerului devine tot mai însemnată, mai ales în privinţa emisiunii de particule solide unde aportul lor este însemnat (10% din cele datorate motoarelor cu ardere internă) [2]. Pe de altă parte însă, funinginea din gazele de evacuare denotă că arderea este incompletă, existînd astfel premisele pentru formarea unor substanţe (gaze) cancerigene (3,4 benzpyrena). În afară de aceasta, funinginea pe lîngă carbon, hidrogen şi oxigen conţine şi hidrocarburi policiclice aromatice ca, de exemplu, antracen, fluoranten şi pyren [3].

Din acest motiv, pe plan mondial s-au impus diferite reglementări prin care se controlează şi se limitează emisiunea de fum şi gaze la motoarele de autovehicule. Pentru motoare diesel, cele mai cunoscute sînt ciclurile de testare California şi SUA (ciclul California cu 13 trepte de încercare : 13 — Mode — Cycle ; ciclul SUA cu 21 trepte : 21 — Mode — Cycle), valorile de emisiune pe componente în [gr/CPh] fiind obţinute prin raportarea sumei valorilor emisiunilor pe trepte de încărcare, la suma puterilor tuturor treptelor [4]. Valorile limită pentru 1973 şi 1975 sînt date în tabelul 1. În afară de aceasta se limitează opacitatea gazelor de evacuare ale motoarelor diesel la 40% în cazul accelerării la încărcarea maximă şi la 20% în cazul decelerării la sarcină maximă, [4].

În R.F.G. conform normativelor VDI 2281 [5], se limitează conţinutul în funingine al gazelor de evacuare la valoarea calculată cu relaţia :

$$C = \frac{K}{\sqrt{\frac{V_h \cdot n}{120}}} \quad [mg/l] \qquad (1)$$

unde :

K = 3,0 ;
V_h = cilindreea motorului [l] ;
n = turaţia [rot/min].

Aceste limitări cer din partea constructorilor de motoare preocupări intense legate de cunoaşterea factorilor care influenţează emisiunea de gaze şi funingine, de mijloacele funcţionale şi constructive prin care se poate obţine o reducere a acestuia. Pe această linie se înscrie şi lucrarea de faţă.

Consideraţii teoretice asupra formării funinginii în timpul arderii

Funinginea în motorul diesel apare atunci cînd combustibilul trebuie amestecat cu aerul înconjurător în timpul arderii sau la temperatură ridicată şi apoi evaporat şi ars. Experţii sînt de acord că funinginea ce apare în timpul arderii este rezultatul unor reacţii eterogene provocate de un proces de cracare şi caracterizate de procese de deshidratare şi polimerizare. Neclară este desfăşurarea reacţiilor, succesiunea acestora şi condiţiile concrete de desfăşurare în motor. Dacă S. Meurer [6] susţine că formarea funinginii este un efect în primul rînd de temperatură, pe măsura creşterii căreia viteza de cracare o depăşeşte pe cea de oxidare, Lyn [1], Sitkei [7] şi mai ales Sokolik [8] consideră această părere ca eronată, deoarece creşterea temperaturii în motor se produce numai acolo unde există o concentraţie de oxigen suficientă flăcării albastre şi calde, deci în acele zone n-ar exista condiţii pentru o cracare adîncă care să producă funingine. Ei explică formarea fumului prin extinderea flăcării turbulente prin amestecul neomogen în care se pot crea zone cu un pronunţat deficit de oxigen. În aceste zone, analog fenomenului din flacăra de difuzare, se formează carbon liber, pus în evidenţă prin analiza spectrelor de emisie infraroşii de către Lyn [1], spectre dominate de radiaţia continuă a carbonului solid. Influenţa însemnată a temperaturii nu poate fi însă omisă. Aşa cum au arătat experienţele efectuate cu un combustibil model docecan $C_{12}H_{25}$ [3], vite-

Valorile de emisiune limită pe componente ale ciclurilor de testare antipoluare.

Tabelul 1

Anul	Statul	Obs.	Hidrocarburi g/BHP-hr	Oxizi de azot (g/BHP-hr)	Oxid de carbon (g/BHP-hr)	Fum (slăbirea intensităţii luminoase)
1973	California	13-Mode-Cycle	$HC+NO_x = 3$	16.0	40.0	20
	SUA	21-Mode-Cycle	$NC+NO_x = 3$	12.5	7.5	50/20/15
1975	California	13-Mode-Cycle	CQ 1973	5.0	25.0	20

za de oxidare este constantă pînă la un coeficient al excesului de aer foarte mic (fig. 1), după care scade rapid la zero. Viteza de cracare crește cu scăderea coeficientului excesului de aer λ_a. Există o zonă cu λ_a foarte

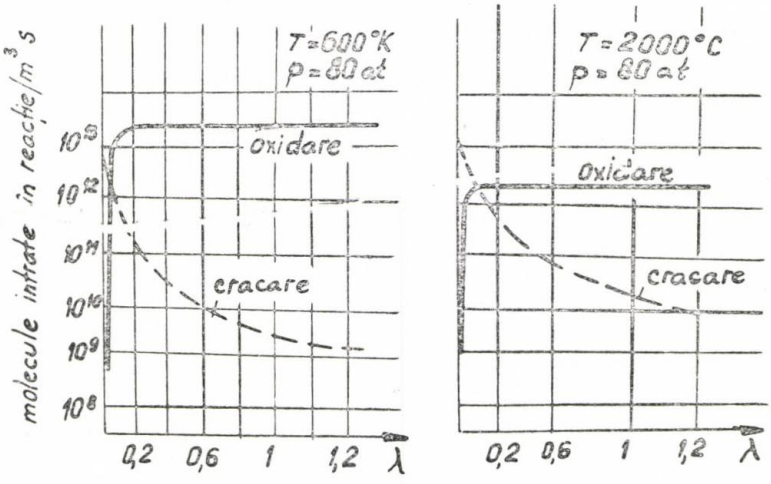


Fig. 1 Viteza de oxidare și viteza de cracare în funcție de coeficientul excesului de aer [3].

mic, în care viteza de cracare o depășește pe cea de oxidare, zonă care crește cînd temperatura crește.

Rezultă că formarea funinginii în motorul diesel se produce mai ales spre sfîrșitul procesului de ardere, cînd temperaturile ating valori mari, iar coeficientul excesului de aer a scăzut local la valori foarte mici.

Instalația experimentală

Măsurarea gradului de fum este o problemă complexă relevată de numărul mare de tipuri de aparate dezvoltate de diferite firme și care pot fi grupate [9] în: fummetre de transparență cu extragerea gazelor (Hartrige, Volvo, DDR-RDM); aparate care măsoară gradul de înnegrire a unor filtre (Bosch, Von Brand); fummetre de transparență cu măsurare continuă (UTAC, USPHS, Beckman); fummetre de dispersie cu extragerea gazelor (Bosch-Tyndall).

Pentru măsurarea gradului de fum s-a folosit un aparat derivat din cel al firmei Bosch,

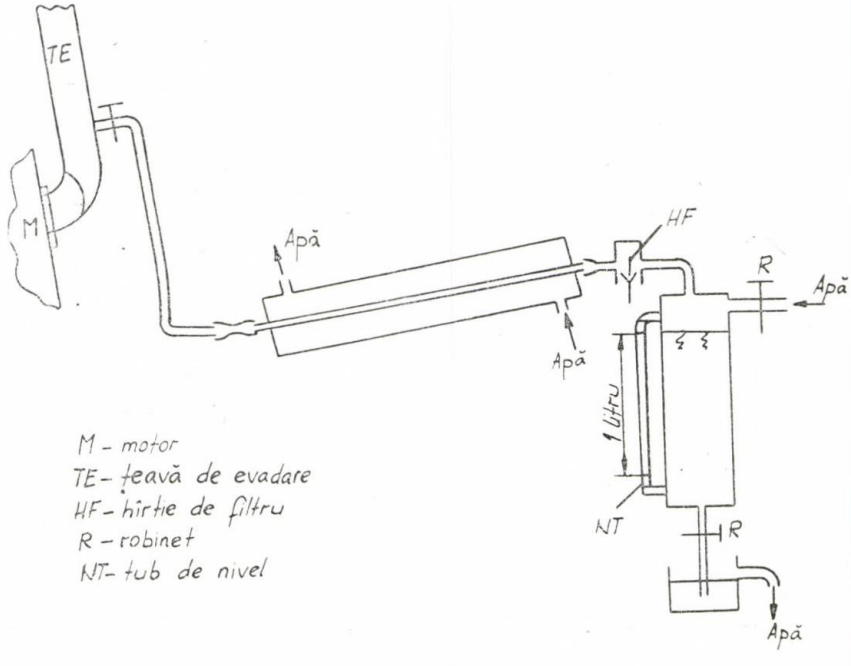


Fig. 2 Instalația exeprimentală pentru măsurarea emisiunii de funingine.

la care față de aparatul de tip Schweitzer sînt eliminate erorile provocate de murdărirea ferestrelor de protecție, iar mărimea particulelor de funingine poate fi determinată experimental prin observare la microscop.

cu o adaptare pentru a putea lucra prin reflexie (fig. 3). Reducerea la scară Bosch, ca și determinarea cantităților de funingine depuse pe hîrtiile de filtru s-a făcut cu ajutorul diagramelor date în literatură [5], [11], [12].

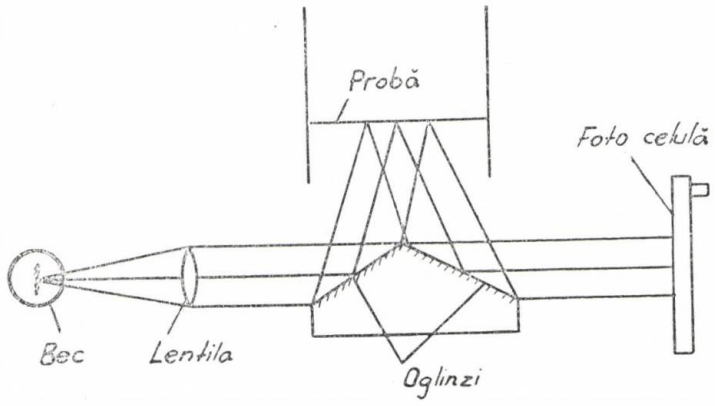


Fig. 3 Adaptarea fotocoloriţului Lange.

Cantitatea de gaze prestabilită este absorbită cu ajutorul unei coloane de apă printr-o hîrtie de filtru (HF) de 45 [mm] (fig. 2). Deoarece literatura [10] arată că aparatele Bosch (0,33 [dm^3]) aspiră o cantitate de gaze insuficientă, instalația experimentală a fost construită pentru 3 x 0,33 [dm^3] gaze de ardere. Inegrirea hîrtiei de filtru s-a apreciat cu un fotocolorimetru de tip Lange (U K VII), (RDG),

Pentru încercări s-a folosit un motor D-103, modificat pentru funcționare ca monocilindru. Ca cilindru de lucru a fost ales cilindrul de lîngă volant, pistoanele și bilele cilindrilor 1—2—3 fiind îndepărtate.

Rezultatele experimentale

În figura 4 este reprezentată caracteristica complexă a motorului de încercare, comple-

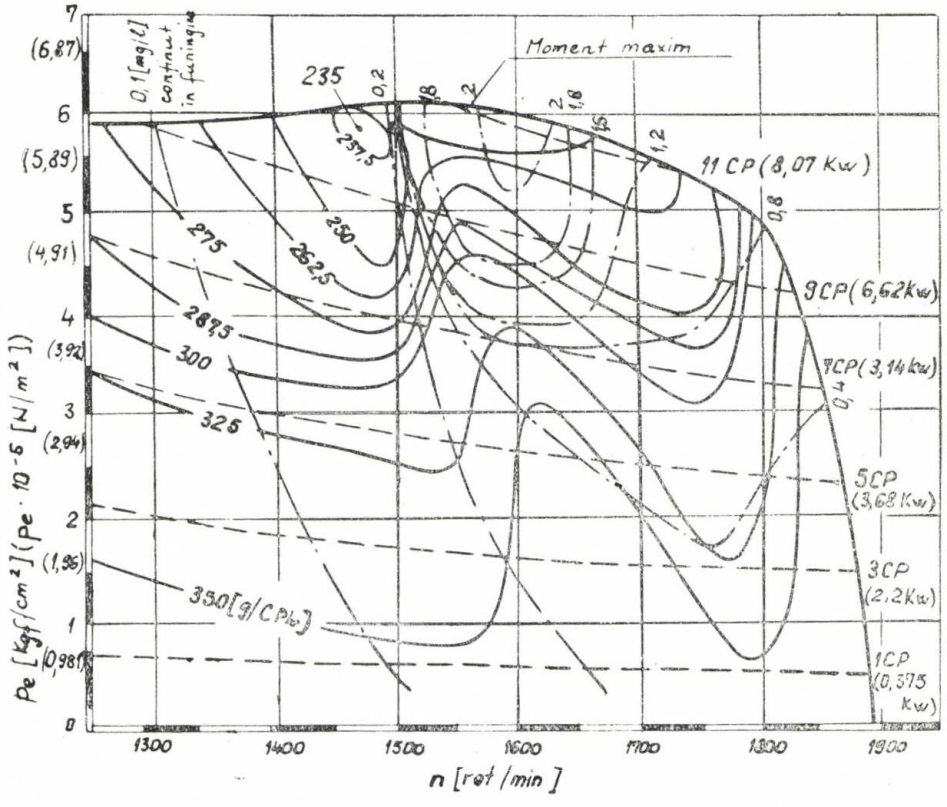


Fig. 4 Caracteristica complexă a motorului de încercare.

tată cu curbe de emisiune de funingine constantă. Valoarea limită a conținutului de funingine (după normativele VDI [5]), pentru gama de turații luată în studiu, are valori

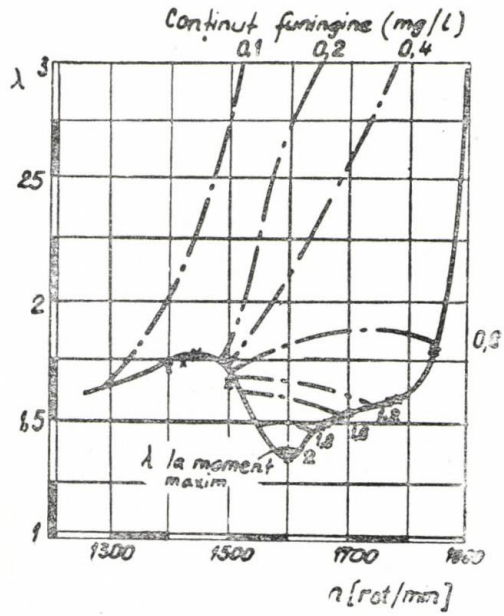


Fig. 5 Influența coeficientului excesului de aer și turației asupra emisiunii de funingine.

între (0,72 . . . 0,84). Se poate observa că în zona turației de 1600 [rot/min] această valoare este depășită.

Reprezentînd într-o diagramă de coordonate coeficientul excesului de aer-turație, liniile de conținut în funingine constante (fig. 5) se observă valorile relativ mici pe care le ia coeficientul excesului de aer la turația de 1600 [rot/min] (λ_a =1,35) și valorile mari ale conținutului în funingine în această zonă. Acesta scade însă rapid la valori acceptabile, odată cu creșterea coeficientului excesului de aer la valoarea λ_a =1,6 . 1,7. Din aceste diagrame rezultă clar influența deosebit de mare a coeficientului excesului de aer asupra emisiunii de particule solide, în cazul motoarelor cu mișcări organizate ale aerului, insuficient de intense.

Din figurile 4 și 5 rezultă însă și influența mare a turației asupra emisiunii de fum la motorul diesel. Scăderea timpului disponibil pentru amestecare, evaporare și ardere cu creșterea turației, duce la intensificarea emisiunii de funingine și impune preocupări intense pentru o mai bună formare a amestecului și organizare a arderii în cazul creșterii turației nominale a motorului diesel. Odată cu creșterea avansului la injecție (fig. 6) conținutul în funingine scade. Se obsearvă că valoarea limită „VDI" în cazul suprasarcinii este depășită. La avansul de 16 [°RAC] funcționarea motorului a devenit dură, zgomotoasă, încercările fiind continuate cu avansul de 13 [°RAC]. Analizînd cifra Bosch (CB) în funcție de presiunea de injecție la sarcină nominală (fig. 7) rezultă o funcționare mai bună la mărirea presiunii de injecție. În figură s-au trecut și zonele de funcționare limită după cifra Bosch [13].

Concluzia este că, deși creșterea presiunii de injecție nu îmbunătățește sensibil parametrii efectivi ai motorului [14], ea reduce emisiunea de funingine datorită descreșterii dia-

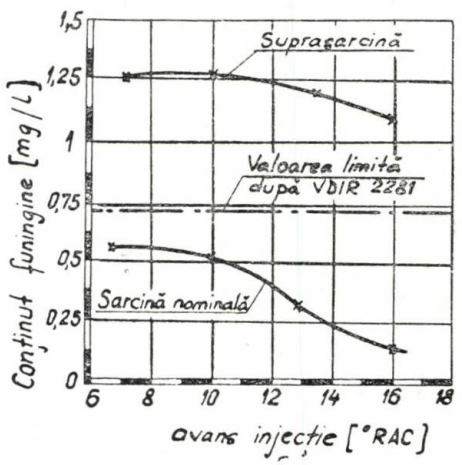


Fig. 6 Influența avansului de injecție asupra emisiunii de funingine.

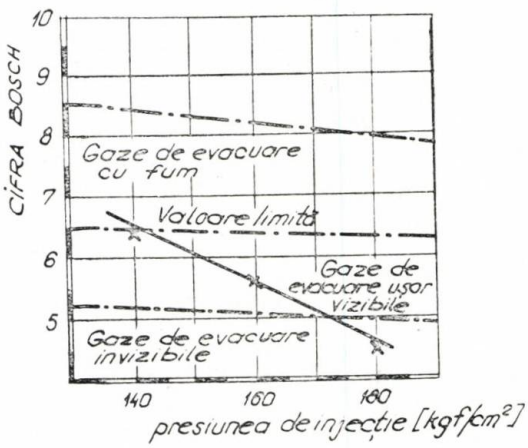


Fig. 7 Influența presiunii de injecție asupra emisiunii de funingine.

metrului mediu al picăturilor, deci micșorării numărului de picături care ard în stare neevaporată.

În figura 8 s-au reprezentat în coordonate „CB" — cantitatea de combustibil injectată pe ciclu, rezultatele obținute cu pulverizatorul original (4 x Φ 0,275 [mm]) și cu pulverizator de 4 x Φ 0,30 [mm] (avans injecție 13 [°RAC], presiune injecție 140 [at], turație 1750 [rot/min]).

Rezultă clar mai buna funcționare a injectorului cu orificiul pulverizatorului mărit, la care penetrația jetului scade și se mărește conul de dispersie, ceea ce, în condițiile unor slabe mișcări organizate ale aerului, duce la îmbunătățirea arderii (de altfel a rezultat și din

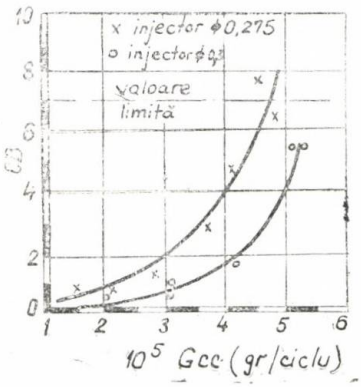


Fig. 8 Influența tipului injectorului asupra emisiunii de funingine.

examinarea pereților camerei de ardere din piston, că o mai mică cantitate de combustibil ajunge în stare lichidă la piston, de unde apoi este evaporată și arde). Cercetări similare efectuate la C.A.V. [15] subliniază importanța alegerii corecte a dimensiunilor ajutajului injectorului pentru emisiunea de funingine la motoarele diesel.

Încercările au fost continuate cu un piston cu o cameră de ardere originală [16], proiectată în ideea intensificării mișcărilor tangențiale ale aerului cu ajutorul construcției însăși a pistonului. Pistonul proiectat, prin forma camerei de ardere realizată, îmbină procedeul de ardere din motorul diesel tradițional cu procedeul de ardere Meurer.

Reprezentînd emisiunea de funingine (CB) în funcție de cantitatea de combustibil injectată în cilindru pe ciclu (fig. 9, curba caracteristică motorului echipat cu piston normal fiind cea întreruptă) se observă comportarea superioară a motorului cu piston nou. În timp ce motorul cu piston normal depășește valoarea limită a cifrei Bosch deja la $4{,}7 \cdot 10^{-5}$ [kg. combustibil/ ciclu], cel cu piston nou — doar la o cantitate de combustibil sporită cu 19%, ($5{,}6 \cdot 10^{-5}$ [kg·combustibil/ciclu]). Toate acestea demonstrează faptul că, printr-o organizare rațională a arderii, motorul diesel are încă posibilități de dezvoltare atît în sensul sporirii turației, cît și al sporirii cantităților de combustibil injectate în cilindru și că pistonul proiectat satisface cerințele unei arderi fără fum. Trebuie menționat că motorul echipat cu acest piston, supus unor încercări complexe [17], a avut performanțe superioare motorului original atît în ceea ce privește consumul specific de combustibil (putere dezvoltată), cît și în privința unei arderi mai bune, relevată de caracteristica de degajare a căldurii.

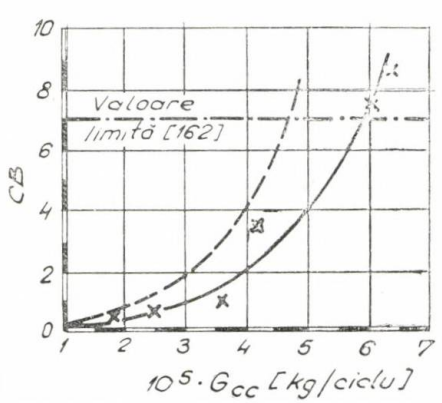


Fig. 9 Influența tipului camerei de ardere asupra emisiunii de funingine.

Pentru a examina efectul temperaturii asupra emisiunii de fum la motorul diesel s-a folosit temperatura medie a gazelor de evacuare la ieșirea din chiulasă. Această temperatură medie poate da indicații asupra nivelului

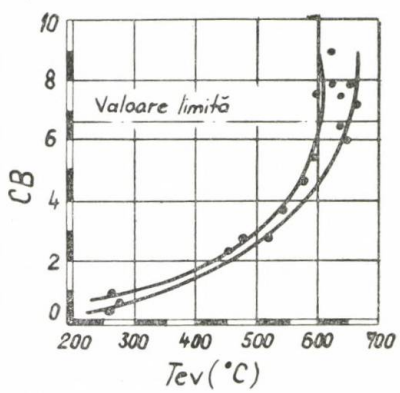


Fig. 10. Influența temptraturii medii a ciclului asupra emisiunii de funingine.

de temperatură al ciclului, mai ales în ultima parte a acestuia, determinantă pentru formarea fumului. Reprezentînd gradul de fum (CB) în funcție de această temperatură la determinările făcute cu reglajele normale ale motorului (fig. 10), valorile obținute ocupă o plajă destul de strînsă; doar în zona de suprasarcină dispersia valorilor crește, efectul variației coeficientului de umplere, neluat în seamă aici (punctele obținute corespunzînd diferitelor turații între 1300 și 1900 [rot/min]), fiind evident cel cauzal.

Reprezentări asemănătoare pentru gradul de fum în funcție de temperatura gazelor de evacuare, la diferite avansuri la injecție, sau presiuni de injecție, au alură similară. Toate

acestea demonstrează importanţa efectului de temperatură pentru formarea funinginii. Chiar dacă temperatura nu poate creşte mult decît în zone cu suficient oxigen, este posibil ca chiar aici, unde reacţiile au fost foarte intense, spre sfîrşitul acestora să se facă simţită o acută lipsă de oxigen, deci să se creeze zone cu coeficient al excesului de aer foarte mic, ceea ce duce la o intensă formare de particule solide, ca urmare a cracării combustibilului încă nears.

Fotografiind o parte din eşantioanele de hîrtie de filtru cu depuneri de fum la un microscop metalografic, cu măriri cuprinse între 100 şi 400 (fig. 11 şi 12).

Se remarcă forma neregulată a conglomeratelor de carbon nears. Se admite că funinginea din motorul diesel se formează în final

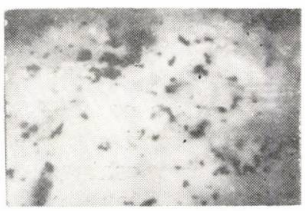


Fig. 11 Particule de funinigine (Mărire 400).
Fig. 12 Particule de fum (Mărire 400).

printr-un proces de polimerizare la particule cuprinse între 250—500 [A°], [18]. Examinarea fotografiilor subliniază existenţa acestui proces, urmat însă ulterior pe traiectul canalizaţiei de evacuare, de o aglomenare a acestor particule la dimensiuni mai mari, între (0,1 . . . 2) [μ].

Concluzii

a) Stabilirea reglajelor optime ale unui motor trebuie făcută şi prin prisma emisiunii de funingine :

— creşterea avansului şi presiunii de injecţie duce la o reducere a emisiunii de particule solide din gazele de evacuare ;

— reducerea diametrului mediu al picăturilor din jet poate avea o influenţă favorabilă asupra reducerii funinginii emise.

b) Motoarele cu mişcări organizate ale aerului, slabe sînt foarte sensibile la variaţii ale coeficientului excesului de aer ; deci la sarcini mari şi suprasarcini vor avea o tendinţă pronunţată de a emite funingine.

c) Menţinerea în anumite limite a gradului de fum la motoare cu aprindere prin comprimare se poate obţine prin măsuri de intensificare a mişcărilor organizate ale aerului, care trebuie să se menţină cu aceeaşi intensitate la variaţiile turaţiei sau sarcinii, cît printr-o organizare mai bună a procesului de ardere propriu-zis. Camera de ardere propusă şi încercată a dat rezultate bune şi în ceea ce priveşte emisiunea de funingine.

d) Particulele de funingine, care iau naştere printr-un proces de polimerizare în cilindrul motorului, se aglomerează pe traiectul canalizaţiei de evacuare la particule mai mari (0,1 . . . 2).

e) Consideraţiunile teoretice făcute subliniază faptul că la formarea funinginii efectul de temperatură este, de asemenea, de mare importanţă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lyn, W. T.:* „Einige Probleme der Verbrennung im Dieselmotor". M.T.Z. 27, 1966, 7.

[2] ** * * U. S., Department of Healt, Education and Welfare ; Public Health Service :* The Sours of Air Pollution and Their Control" Publication Nr. 1548.

[3] *Hühn, W.:* „Russbildung bei der dieselmotorischen Verbrenung und Möglichkeiten ihrer Verminderung" ; M.T.Z. 31, 1970, 3.

[4] *Oblander, K, Kräft, D.:* „Abgasgesetzgebung, Grenzwerte und Messverfahren im Kraftfahrzeugwesen". M.T.Z. 34, 1973,3.

[5] *Matzer, H.:* „Vergleich verschiedener Messverfahren zur Beurteilung der Abgastrübung von Dieselmotoren". M.T.Z. 32, 1971, 7.

[6] *Meurer, S.:* „Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor". M.T.Z. 27, 1966, 4.

[7] *Sitkey, G.:* „Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung im Dieselmotor ", Springer Verlag, 1964.

[8] *Sokolik S. A.:* „Kineticeskaia interpretaţia M-proţesa. Sgorenia i smesebrasovania diseliah". Conferinţa tehnică ştiinţifică, Moscova, 1968.

[9] *Spiers, J., Vulliamy, N.M.F.:* „Diesel Engine Smoke and Pollutants" Diesel Engineers and Users Association Publication 342.

[10] *German, I. I.:* „New messuring metods and equipment for internal combustion engine testing". A doua Conferinţă de motoare cu ardere internă, Bucureşti 1970, Paper IX-a.

[11] *Stahl, H., Baur, H.:* „Rauchgsmessung bei Dieselmotoren". M.T.Z. 18, 1957, 5.

[12] *Stumpp, G.:* „Exhaust gas messurements an Diesel and Otto engines". A doua Conferinţă de motoare cu ardere internă, Bucureşti, 1970, Paper IX. 1.

[13] *Stratulat, Munteanu :* „Incercarea motoarelor cu ardere internă". Ed. tehnică, Bucureşti, 1966.

[14] *Bărănescu, M.:* „Motoare cu ardere internă" Vol. II, Ed. tehnică, 1959.

[15] *Millington, B. W., Walder, C. J. Broome, D.:* „Resign and development of direct injection diesel engines". A doua Conferinţă de motoare cu ardere internă, Bucureşti, 1970, Paper P2 a.

[16] *Puri, G.:* „Piston", Brevet R.S.R. Nr. 57408. Titular Institutul Politehnic „Trăian Vuia", Timişoara.

[17] *Puri, G.:* „Contribuţii la studiul şi cercetarea influenţei caracteristicii de degajare a căldurii asupra parametrilor de funcţionare ai motoarelor cu aprindere prin comprimare cu cameră unitară". Teză de doctorat. Institutul politehnic „Traian Vuia" Timişoara, 1974.

[18] *Khan I., M.:* „Factors efecting diesel engine smoke", a doua Conferinţă de motoare cu ardere internă, Bucureşti, 1970, Paper II, f.

CZ : 621.436 : 622.6/.8

Calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, în cazul folosirii injecției pilot

Dr. ing. Nicolae **CARAMAVRU** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara

Introducere

Folosirea pe motoarele diesel a unui combustibil mai ușor decît motorina, cum ar fi de exemplu benzina cu cifra octanică inferioară, i-a preocupat pe mulți cercetători, în special după cel de al doilea război mondial. Dacă ținem seama că între cifra cetanică (C.C.) și și cifra (C.O.) există relația : C.C.=60—C.O/2 rezultă că folosirea pe motoarele cu aprindere prin compresiune a unei benzine cu cifra octanică scăzută este mai convenabilă, din punct de vedere al calităților de autoaprindere, decît una cu cifra octanică ridicată.

Pe de altă parte cu cît cifra octanică este mai scăzută, cu atît benzina este mai puțin favorabilă folosirii pe motoarele cu aprindere prin scînteie, din cauza pericolului apariției fenomenului de detonație.

Dificultățile care apar la folosirea combustibilului ușor pe motoarele cu aprindere prin compresiune sînt legate de durata lungă a perioadei de întîrziere la autoaprindere, de viteza mare de creștere a presiunii în perioada arderii rapide (cu flacără caldă) și, ca o consecință a acesteia, de funcționare cu bătăi și cu zgomot a motorului. Calea aleasă de autor în vederea folosirii combustibilului ușor pe motoarele cu aprindere prin compresiune a fost aceea a divizării procesului de injecție în două etape. În etapa întîia s-a injectat în cilindru o cantitate mai redusă de combustibil (pilotul), iar în etapa a doua, după un interval de 7—20°RAC, s-a injectat restul cantității de combustibil necesar desfășurării ciclului [1], [2].

Combustibilul pilot are ca scop de a crea condiții favorabile desfășurării reacțiilor chimice preliminare arderii cu flacără caldă. Combustibilul injectat în etapa a doua va găsi elemente reactive și un lanț al reacțiilor chimice în plină desfășurare, ceea ce va atrage după sine scurtarea perioadei de întîrziere la autoaprindere a acestuia.

În vederea proiectării de motoare policarburante este important să se poată calcula, chiar orientativ, perioadele de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în cele două etape.

În această lucrare se verifică valabilitatea cîtorva relații uzuale pentru determinarea perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, injectat în două etape și apoi se deduc relațiile de calcul a acestora. Cercetările experimentale au fost efectuate pe motorul diesel cu injecție directă D-103, în condițiile funcționării acestuia cu combustibil ușor, format dintr-un amestec de 75% COR 75 și 25% motorină. Cifra cetanică a acestui combustibil a fost egală cu 37,25.

Valabilitatea relațiilor existente pentru determinarea perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, injectat în două etape

Relațiile pentru determinarea perioadei de întîrziere la autoaprindere date în literatura de specialitate se referă la injecția combustibilului într-o singură etapă. O singură relație a lui K. Suonio [3], modificată de T. Murayama [5] se referă la calculul perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua.

Valabilitatea acestor relații, pentru calculul perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, injectat în două etape, este necesar să fie verificată, criteriul de apreciere al valabilității lor fiind coincidența valorilor obținute experimental cu cele obținute prin calcul.

Injecția combustibilului făcîndu-se în două etape se propune a se lua în considerare separat perioada de întîrziere la autoaprindere a combustibilului în cele două etape, așa cum se vede în figura 1.

În această reprezentare schematică 1 și 2 marchează începuturile ridicării acului din etapele 1-a și 2-a, iar α^0_{1-3} și α^0_{2-3} perioadele de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în cele două etape.

Sfîrșitul perioadei de întîrziere la autoaprindere a fost considerat în mod convențional punctul 3, determinat de momentul desprinderii curbei presiunii gazelor din timpul arderii combustibilului de curba de comprimare, înregistrată în aceleași condiții de turație și regim termic al motorului.

Evident că autoaprinderea combustibilului se produce ceva mai devreme decît în punctul 3, dar degajarea de căldură fiind mică nu

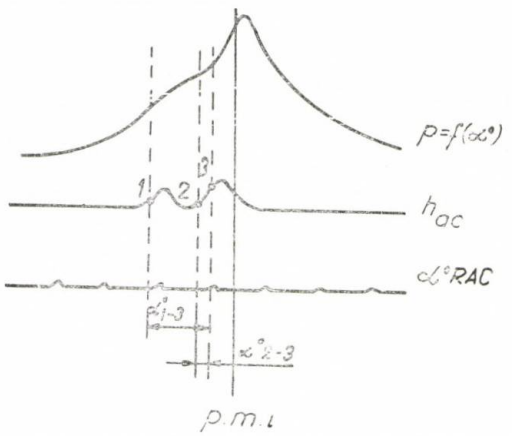


Fig. 1 Schema determinării de întîrziere la autoaprindere:

1 — începutul injecției combustibilului din etapa întîia;
2 — începutul injecției combustibilului din etapa a doua;
3 — motorul autoaprinderii.

are loc o variație sensibilă de presiune. Din această cauză momentele autoaprinderii în mod obișnuit se consideră punctul 3.

Perioadele de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua α_{aa2} determinate experimental (prin măsurare pe diagramă), pentru condițiile de funcționare a motorului la sarcină maximă, cu diferite avansuri la injecție, au fost comparate cu valorile obținute cu ajutorul a cîtorva relații mai uzuale propuse de către diferiți autori (K. Suonio — T. Murayama, Semenov și Wolfer). Valorile experimentale și cele calculate cu ajutorul relațiilor menționate se pot vedea în tabelul 1.

Folosirea acestor relații pentru calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere, atît în cazul injecției obișnuite, cît și în cazul injecției-pilot, prezintă o serie de dificultăți. Astfel, în cazul relației lui Semenov [7] este necesar să se cunoască constantele C și B pentru combustibilul utilizat și temperatura aerului din cilindri în momentul începutului de injecție. De asemenea, pentru a fi apropiată de relația stabilită teoretic de Semenov, se presupune că injecția combustibilului se face în interiorul unei bombe în care se află aer comprimat la presiune și temperatură — constante [7].

Intrucît în motoarele cu aprindere prin compresiune presiunea și temperatura sînt variabile, apar neconcordanțe între valorile determinate experimental și cele calculate cu această relație.

Relația K. Suonio — T. Murayama:

$$\alpha_j = \frac{6{,}5 \cdot 10^4 \cdot n}{\sqrt[3]{p}} \left(\frac{T}{10000}\right)^{11} e^{\frac{10000}{T}} \qquad (1)$$

în care:

n este viteza de rotație a arborelui cotit,
p și T sînt presiunea și temperatura gazului în care se injectează combustibilul,

deși a fost propusă în mod special pentru determinarea perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua, totuși cu excepția unei singure diagrame, diferențele între valorile obținute experimental și cele calculate sînt mari.

Se pare că una din cauzele care provoacă diferențe între valorile calculate și cele experimentale (comună celor trei relații) este neomogenitatea termică a încărcăturii din cilindru, care duce la faptul că temperatura calculată să nu fie egală cu temperatura din zona în care are loc autoaprinderea. Din această cauză, în prezenta lucrare s-a urmărit să se găsească o relație în care să nu intre temperatura.

Perioadele de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua α_{aa} calculate cu diferite relații și determinate experimental

Tabelul 1

Nr. diagr.	$p^*)$ kgf/cm²	α_{aa_2} °RAC (grd. rotire arbore cotit) — modul în care s-a determinat			
		experimental	cu rel. Semenov	cu rel. Wolfer	cu rel. Suonio-Murayama
1	24	14,3	14,3	18	8,77
5	27,3	12,36	12,36	13,62	8,59
7	30,8	10,3	10,9	8,76	8,58
4	31,3	10	11,4	8,84	6,94
2	36	7,34	10,26	8,66	7,92
3	36,3	6,91	10	10,33	8,08
8	37	6,92	12,9	7,04	7,84
20	38,82	6,75	18,5	12,13	7,1
21	37,5	6,36	19,31	11,24	6,89

Diagramele nr. 1, 2, 3, 4, 5, 7 și 8 corespunde funcționării motorului cu combustibil ușor injectat în două etape, iar diagramele 20 și 21 corespund funcționării cu injecție obișnuită de motorină. *)p reprezintă presiunea gazelor din cilindru la începutul etapei a doua a injecției combustibilului, pentru cazul funcționării cu combustibil ușor.

Relația lui Henein N.A. și Bolt Jay A. [4] permite într-adevăr calculul perioadei de întîrziere la creșterea presiunii ($I \cdot D_p$), dar la temperatură constantă, fapt pentru care nu corespunde condițiilor reale din motor. De luat în seamă este faptul că experiențele lor au arătat că, pe un motor experimental, $I \cdot D_p$ se micșorează odată cu creșterea presiunii. Aceasta se explică printr-o mai completă utilizare a oxigenului, odată cu creșterea presiunii, care are ca efect creșterea vitezei reacțiilor de oxidare. În aceste condiții viteza de degajare a căldurii din reacțiile chimice va depăși mai repede viteza de cedare a căldurii către pereții camerei de ardere, permițînd autoaprinderea combustibilului după o perioadă relativ scurtă de întîrziere.

Această relație nu poate fi folosită pentru determinarea perioadei de întîrziere la creșterea presiunii pentru condițiile reale cînd temperatura este variabilă.

Fenomene specifice motorului cu aprindere prin compresiune care funcționează cu combustibil ușor

În motorul cu aprindere prin compresiune care funcționează cu combustibil ușor, timpul de vaporizare este mult mai scurt, deoarece diametrul picăturilor de benzină este mult mai mic decît al celor de motorină și au o viteză de vaporizare mult mai mare.

În perioada de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa întîia, deoarece cantitatea de combustibil este mică, scăderea de temperatură este și ea neglijabilă, fapt care permite a vaporizare mai rapidă a picăturilor de benzină cît și a celor de motorină aflate în amestec.

Pe de altă parte, intervine și efectul termic al reacțiilor chimice care compensează căldura absorbită în timpul vaporizării. În aceste condiții amestecul combustibil — aer obținut în etapa întîia se poate considera ca fiind un amestec omogen și prin urmare diferit de cel care se obține în motoarele cu aprindere prin compresiune cu injecție simplă.

Durata întîrzierii la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa întîia este suficient de lungă și aceasta se poate explica prin :

— amestecul fiind omogen nu există zone cu concentrație favorabilă apariției flăcării reci ;

— stabilitatea ridicată a hidrocarburilor componente ale benzinei (structura lor fiind simplă) ;

— hidrocarburile componente ale motorinei existente în această etapă au o concentrație relativ mică, fapt pentru care nu întotdeauna este posibilă autoaprinderea.

Declanșarea autoaprinderii depinde de cantitatea de combustibil injectată în etapa întîia și de intervalul dintre cele două etape ale injecției. Cînd durata întîrzierii la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa întîia este suficient de lungă și pauza dintre injecții relativ scurtă, injecția combustibilului din etapa a doua se va produce înainte de autoaprinderea combustibilului injectat în etapa întîia.

În aceste condiții reacțiile chimice care au loc în jetul de combustibil din etapa întîia contribuie la reducerea perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua.

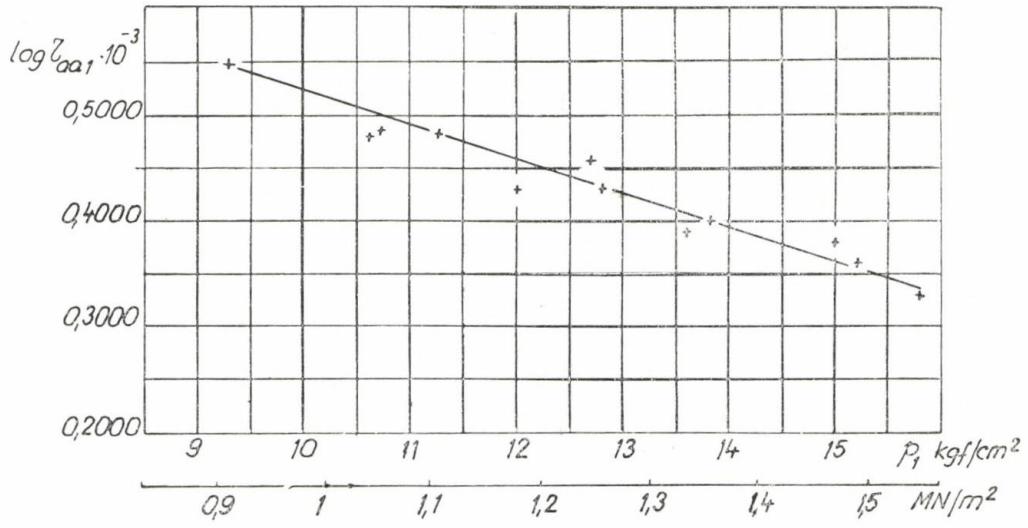


Fig. 2 Diagrama log $\tau_{aa1} \cdot 10^{-3} = f(p)$ constantă pe bază de date experimentale obținute prin prelucrarea diagramelor indicate, înregistrate la motorul D-103.

Deducerea relațiilor pentru determinarea perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în cele două etape

Prin măsurători efectuate pe 12 diagrame indicate s-au determinat perioadele de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa întîia τ_{aa_1}, la diferite regimuri de funcționare ($n = 1600 - 1945$ rot/min). În scopul de a scoate în relief influența presiunii aerului din cilindru, de la începutul injecției combustibilului asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, s-a reprezentat grafic această dependență în coordonatele $\log \tau_{aa_1} \cdot 10^{-3} = f(p)$, figura 2. Cîteva din diagramele indicate pe care s-au efectuat măsurătorile se pot vedea în figurile 3, 4 și 5. Întrucît punctele dia-

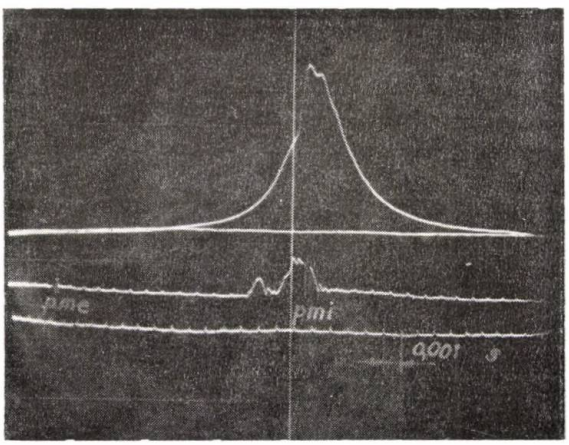


Fig. 3 Diagrama indicată nr. 4 și depasarea acului pulverizatorului, înregistrate în condițiile funcționării motorului D-103 cu combustibil ușor, injectat în două etape, la $n = 1900$ rot/min, avans la injecție din etapa întîia $\theta_1 = 37{,}2°$RAC, avans la injecție în etapa a doua $\theta_2 = 16{,}50°$RAC, $P_e = 58{,}40$ CP (42,98 kW).

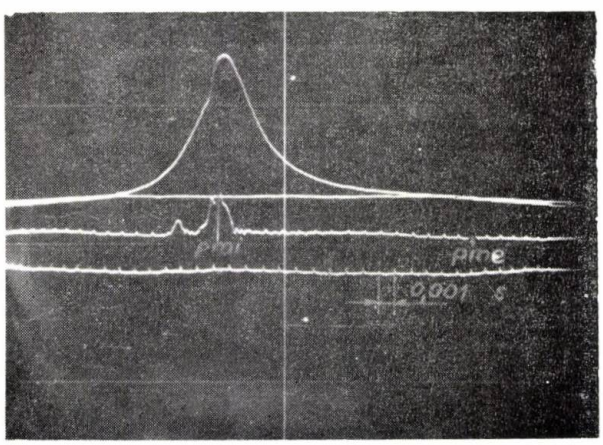


Fig. 4 Diagrama indicată nr. 3 și deplasarea acului pulverizatorului, înregistrate în condițiile funcționării motorului, D-103 cu combustibil ușor, injectat în două etape, la $n = 1890$ rot/min, $\theta_1 = 33{,}4°$RAC $\theta_2 = 13°$RAC, $P_e = 60{,}88$ CP (44,80 kW).

gramei sînt grupate pe o dreaptă, pentru determinarea funcției $\tau_{aa_1} = f(p)$ se poate adopta relația:

$$\tau_{ac_1} = b \cdot e^{a \cdot p} \qquad (4)$$

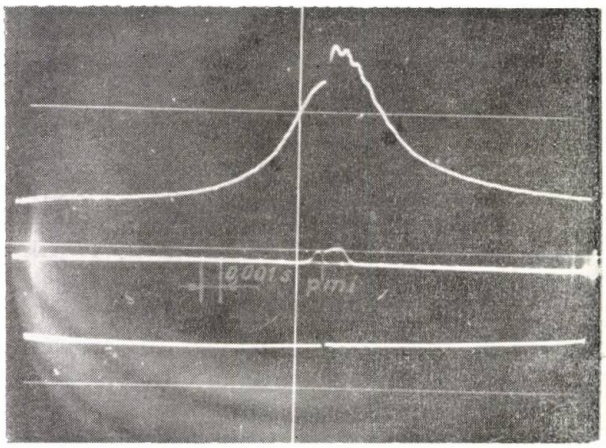


Fig. 5 Diagrama indicată nr. 21, înregistrată în condițiile funcționării motorului D-103, cu injecție obișnuită de motorină, la $n = 1844$ rot/min, $\theta = 7{,}86°$RAC, $P_e = 60{,}29$ CP (44,4 kW).

În vederea determinării constantelor a și b s-a folosit metoda celor mai mici pătrate. Logaritmînd funcția (4) se obține:

$$\log \tau_{aa_1} \cdot 10^{-3} = \log b + aMp,$$

în care:

a și b sînt constantele căutate;

$M = \log e = 0{,}434$;

p — presiunea aerului din cilindru în momentul cînd începe injecția combustibilului din etapa întîia.

În baza condiției ca suma patratelor abaterilor să fie minimă, se obține sistemul de două ecuații liniare:

$$aM\Sigma p^2 + \log b \Sigma p = \Sigma p \log \tau_{aa_1}$$

$$aM\Sigma p + n \log b = \Sigma \log \tau_{aa_1}$$

Înlocuind valorile determinate experimental și rezolvînd sistemul se obține:

$$a = 0{,}068659; \qquad b = 6{,}492$$

Prin urmare funcția căutată este:

$$\tau_{aa_1} = 6{,}492\, e^{-0{,}068659 \cdot p} \cdot 10^{-3}; s \qquad (5)$$

Valorile calculate cu ajutorul acestei relații și cele obținute pe cale experimentală sînt foarte apropiate.

Abaterea maximă procentuală $\Delta\tau_{aa_1}$ atinge pentru o singură diagramă valoarea 5,5%, iar suma patratelor abaterilor $\sum_{i=1}^{n} \Delta\tau^2 =$

$=0{,}10313 \cdot 10^{-5}$ este foarte mică, ceea ce dovedește că $i=1$ relația obținută (5) poate fi folosită pentru calculul lui τ_{aa_1}.

Folosind metoda mediilor, s-a putut stabili pentru regimul de turație 1600—1650 rot/min practic, aceeași relație experimentală:

$$\tau_{aa_1} = 6{,}6\, e^{-0{,}07 \cdot p} \cdot 10^{-3};\ s \qquad (6)$$

Se observă că diferențele dintre constante:

$$\Delta a = 0{,}07 - 0{,}0686 = 0{,}0014$$

$$\Delta b = 6{,}6 - 6{,}492 = 0{,}108$$

sînt neglijabile; ele pot proveni și din cauza erorilor de măsurare.

Concluzii

Studiul comparativ al perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor folosit pe motorul diesel cu injecție directă cu diferite sisteme de injecție a permis să se tragă următoarele concluzii:

1. Procedeul de injecție în două etape într-un ciclu este favorabil folosirii combustibilului ușor la motoarele cu aprindere prin compresiune cu injecție directă.

2. Rezultatele cercetărilor efectuate pe motorul cu aprindere prin compresiune cu injecție directă D-103, cu două variante de pompe cu injecția în două etape [4], folosind combustibil ușor, au arătat că cea mai favorabilă desfășurare a procesului de ardere are loc cînd în etapa întîia se injectează o cantitate mică de combustibili, urmată după un interval scurt de 13—14° RAC, de injecția combustibilului din etapa a doua. Reacțile chimice preliminare, de formare a peroxizilor din această etapă, micșorează perioada de întîrziere a combustibilului ușor injectat în etapa a doua, iar valorile α_{aa_1} sînt egale cu cele obținute la funcționarea cu injecție simplă de motorină în condiții identice de funcționare.

3. Relațiile cele mai uzuale pentru calculul perioadei de întîrziere la autoaprindere nu dau rezultate satisfăcătoare în cazul injecției în două etape a combustibilului ușor în motoarele cu aprindere cu injecție directă.

4. S-a constatat că perioada de întîrziere la autoaprindere este influențată de presiunea încărcăturii din cilindru, existentă în momentul cînd începe injecția combustibilului. Cu cît această persiune este mai mare, cu atît și perioada de întîrziere la autoaprindere este mai scurtă. Aceasta a permis ca prin metode statistice să se deducă o relație exponențială pentru calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Caramavru, N.:* Studii și cercetări privind injecția dublă a combustibilului ușor. Buletinul științific și tehnic al Inst. Politehnic „Traian Vuia" din Timișoara — seria mecanică, tom 15 (29) nr. 1, 1971.

[2] *Caramavru, N.:* Contribuții la posibilitatea folosirii combustibililor ușori în motoarele cu aprindere prin compresiune cu injecție directă. Teză de doctorat, Institutul Politehnic „Traian Vuia" din Timișoara, decembrie 1971.

[3] *Kurki-Suonio, E.J.I.:* Acta Polytechnica Scandinavica, Me 21 (1965).

[4] *Henein N. A., Bolt Jay A.:* Ignition delay in diesel engines. SAE Preprints, s. a. Nr. 670007, 18 pp., ill.

[5] *Murayama, T.:* An experimental Study on the Performance of a Multifuel Engine. — Bulletin of J.S.M.E., 1969, vol. 12, No. 50.

[6] *Sokolic A. S.:* Samovosplamenenie, plamia i detonația v gazah. Izdatelstvo Academii SSSP, Moskva, 1966, p. 27, 84, 414.

[7] *Șelest, A. P.:* Rasciot perioada zaderjki samovosplamenenie topliva v dizeliah. — Izvestia Vîșșih Ucebnîh Zavedenii, Mașinostroienie, nr. 8, 1963.

CZ : 621.431.75 : 621.892

Noi clase de lubrifianți pentru turboreactoarele de aviație: metode specifice de încercare

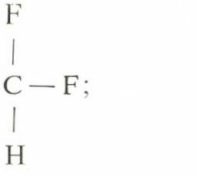
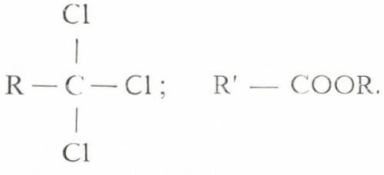
Cerc. șt. Ioana **PÂRVULESCU, STOAȘA,** M. — I.N.M.T. — București

Răspîndirea deosebită pe care au căpătat-o în ultimele două decenii turbomotoarele pentru echiparea diverselor tipuri de aeronave. a scos în evidență necesitatea găsirii unor noi soluții pentru problemele de lubrificație specifice acestui sistem de propulsie, legate atît de soluțiile constructive, cît și de lubrifianți.

Deziteratele de funcționare cu performanțe superioare ale turbomotoarelor au impus dezvoltarea unor clase de lubrifianți, structural noi, astfel constituiți pentru a răspunde solicitărilor mecanice, termice etc. Astfel, un bun lubrifiant pentru turbomotoare trebuie să răspundă următoarele cerințe, [1]:

a) inerție chimică, cu o stabilitate termică și la oxidare, foarte ridicată;
b) să fie rezistent la degradările ce pot apare la aplicarea forțelor mecanice de forfecare;
c) să prezinte o variație redusă a vîscozității cu temperatura, pentru a se realiza ungerea continuă a motorului pe un domeniu larg de temperaturi, împreună cu porniri ușoare la temperaturi scăzute;

d) să prezinte puncte scăzute de picurare în domeniul temperaturilor joase și să rămînă stabil și nevolatil în domeniul temperaturilor ridicate;
e) să fie compatibil cu materialele metalice și nemetalice din construcția aeronavei;
f) să fie necoroziv și netoxic;
g) să prezinte rezistență la foc și la radiațiile nucleare.

Pentru obținerea tuturor acestor proprietăți s-au pus la punct procedee de obținere a unor produse de sinteză, diferite de hidrocarburi sau funcțiunile hidrocarbonate, realizate prin înlocuirea tipurilor de legături C—C și C—H existente la produsele minerale, cu legături de tipul Si — O;  ;  ; R — COOR.

S-au obținut astfel compuși cu o stabilitate — termică și la oxidare — superioară, cu o rezistență remarcabilă la foc și cu proprietăți lubrifiante excepționale. Principalele clase

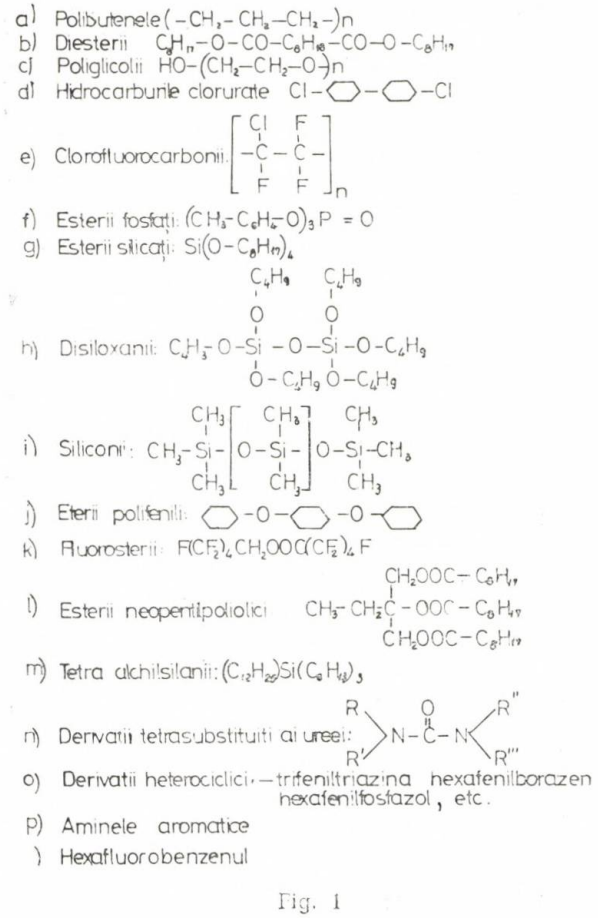


Fig. 1

de lubrifianți sintetici utilizați atît pentru ungerea motorului cît și ca fluide hidraulice, uleiuri de transmisie, etc. sînt prezentate în figura 1.

Pentru ungerea turbomotoarelor, rezultate foarte bine au dat lubrifianții sintetici de tip poliesteric.

Cerințele uneori contradictorii (vîscozitate ridicată la temperaturi înalte și scăzute — la temperaturi joase), impuse lubrifianților pentru motoarele turbopropulsoare și turboreactoare, au condus la dezvoltarea a trei clase de lubrifianți sintetici clasificați după valoarea vîscozității la 98,9°C cu proprietățile fizico-chimice prezentate în tabelul 1.

Principalele proprietăți ale uleiurilor pentru turbomotoare.

Tabelul 1

Proprietatea	Tipul de ulei		
	Tip I	Tip II	Tip III
Vîscozitatea cinematică, la:			
+98,9°C, cSt	3,5	5,1	7,6
+37,8°C, cSt	13,9	26,4	36,0
—40°C, cSt.	2200	7800	11000
Indicele de vîscozitate	148	135	157
Pierderile prin evaporare la 240°C după 6½ ore, % în greutate	10	4	11
Punctul de inflamabilitate, °C	232	260	237
Temperatura de autoaprindere, °C	384	449	385

Se poate remarca valoarea ridicată a I.V. — 150, ceea ce indică o variație redusă a vîscozității cu temperatura de lucru conducînd la o funcționare excelentă a motorului.

In compoziția acestor lubrifianți, pe lîngă stocul de bază, se încorporează aditivi sau pachete de aditivi sinergetici cu diverse funcțiuni, astfel: aditivi pentru îmbunătățirea I.V., aditivi de extremă presiune, aditivi antispumanți, aditivi detergenți — dispersați, antioxidanți anticorozivi — antiuzură etc.

Incercări specifice lubrifianților pentru turbomotoarele de aviație

Aceste tipuri de lubrifianți sînt supuse la o complexitate de teste pentru evaluarea caracteristicilor fizico-chimice și în special funcționale. Se cunosc trei mari categorii de teste:

— de laborator;
— pe modele funcționale cu reproducerea condițiilor funcționale din turbomotor;
— pe motorul porpriu-zis sau pe organele sale de transmisie.

În cadrul acestei lucrări se vor prezenta numai testele pe modele funcționale și pe motor, deoarece testele de laborator au fost prezentate detailat în cadrul Sesiunii de Comunicări I.M.F.C.A./1974.

Incercări pe modele funcționale

Testele sepecial dezvoltate pentru estimarea stabilității la oxidare, a comportării la forfecare în condiții dinamice și a proprietăților lubrifiante ale uleiurilor sintetice pentru turbomotoarele de aviație, pot fi considerate — într-o anumită măsură — ca simulatori ai condițiilor reale de exploatare, deși nu se întrunește, în niciunul, ansamblul solicitărilor și interacțiunilor din motorul real — apărînd deci obligativitatea unor încercări pe motoare și subansambluri. Această ultimă încercare se va realiza cu lubrifianții care au prezentat calități bune în cadrul încercărilor pe modelele funcționale.

În cadrul încercărilor pe modele funcționale special amenajate se pot evalua următoarele proprietăți ale lubrifiantului: stabilitatea la oxidare și coroziune, capacitatea sa portantă și rezistența la forfecare a filmului de ulei.

Determinarea stabilității la oxidare și a corozivității lubrfianților în condiții de oxidare puternică și solictări mecanice ridicate. Standul experimental recomandat pentru determinarea acestei caracteristici este standul cu pompă conică și circuit de aer, [2]. El se compune dintr-o pompă conică anternată de un electromotir, un rezervor de ulei de 5 l, confecționat din oțel și o placă de rezistențe electrice pentru realizarea temperaturilor de testare: aerul este vehiculat în mod continuu. Standul este completat de o serie de instrumente de măsură (termocuple termometre, indicator de nivel etc.).

Metoda de încercare constă în încălzirea a cîte 4,5 l de ulei existent în rezervor la temperaturi de 225, 250, 275 și 300°C, timp de 40 ore pentru fiecare mostră și nivel de temperatură. După atingerea temperaturii dorite se pornește motorul pompei (care funcționează cu 6000 rot/min) și se dă drumul la aer (0,003 m^3/min). În baia de ulei, printr-un orificiu special prevăzut, se introduc epruvete din diverse metale (oțel, magneziu, aluminiu, cupru, argint, titan) pentru studierea corozivității uleiului.

Se prelevă mostre de lubrifiant la perioada de 5 ore și se determină valorile vîscozității și acidității pentru a se raporta la valorile inițiale. Un ulei se consideră satisfăcător, dacă respectă condițiile privind vîscozitatea, aciditatea, pierderile prin evaporare, corozivitatea și depunerile după efectuarea testului la 250°C iar uleiul nu se solidifică după testul de 300°C.

Determinarea rezistenței la forfecare și la presiuni extreme. Cele mai uzuale standuri imaginate de constructorii de motoare pentru aviație sînt, [3];

— standul Ryder (SUA);
— standul I.A.E. (Anglia).

Cu ajutorul standului Ryder se estimează calitatea uleiurilor la viteze ridcate (16.000 rot/min), prin observarea uzurii (scuffing) unui set de angrenaje destinate motoarelor de aviație, puse sub sarcină în timp ce mașina funcționează. Ungerea se realizează cu cantități reduse de lubrifiant în zona de decuplare a dinților, rezultînd astfel un regim semifluid; calitatea suprafețelor este apreciată microscopic, fără demontarea angrenajului la intervale de timp de 10'. Cantitatea de metal pierdută prin uzură de către fiecare din cei 28 dinți este reprezentată într-un grafic, sub forma unui procent mediu și în funcție de temperautră; valoarea de 22,5% (corespunzînd la 2/3 dinți uzați pentru 1/3 din suprafața lortot ală), determină indicele Ryder pentru lubrifiantul respectvi, sub forma încercării corespunzătoare raportată la lățimea dintelui. Incercările se execută pentru ambele sensuri de rotație în condițiile standardizate, luîndu-se în considerație valorile medii și utilizîndu-se întodeauna un ulei de referință față de care se compară rezultatele obținute.

Mașina I.A.F. este concepută pentru estimarea propietăților antiuzură a lubrifianților utilizați la ungerea reductoarelor elicei de la avioanele turbopropulsoare. Spre deosebire de standul Ryder, se folosesc roți dințate cilindrice (angrenajul motor avînd 15 dinți, iar cel antrenat 16) la turații între 2000—6000 rot/min, t=110°C, iar debitul de lubrifiant 235 ml/min. Roțile dințate sînt încărcate timp de 5 minute cu aceeași sarcină, care este treptat mărită (cu cîte, 2,5 Kgf) pînă apare fenomenul de scuffing, manifestat prin scăderea turației și apariția de vapori. Drept ulei de referință se recomandă un ulei sintetic de tip diester. Rezultatele obținute cu uleiul testat nu trebuie să fie inferioare celor obținute ulterior cu uleiul de referință (pentru cele 4 încărcări cu angrenaje fabricate din aceeași șarjă). După efectuarea testelor, conform unui program bine stabilit (cu condiții impuse pentru treptele de temperatură, trep-

tele de presiune, durata de testare etc.), încercările se consideră satisfăcute de uleiul testat dacă, după parcurgerea tuturor fazelor, angrenajele nu prezintă uzura de oboseală sub formă de ciupituri (rămînînd permise doar amprente superficiale).

Determinarea capacității portante în condiții dinamice. Acest gen de încercări se realizează cu ajutorul standurilor echipate cu lagăre reale, constînd din rulmenți utilizați la turbomotoare și reproducîndu-se pe cît posibil condițiile funcționale reale (turații, temperaturi, încărcări), [2]. Uzura prin oboseală a rulmentului utilizat la încercări se determină cu ajutorul indicelui Wyatt. Acest indice se bazează pe comparația cu rezultatele încercărilor la oboseală obținute cu ajutorul rulmenților cu 7 role, tip 309, încărcați cu o sarcină radială de 3200 Kgf, la o turație de 3475 rot/min și 85°C. Calculul indiceluli se realizează din datele obținute cu 2/3 din lagărele arătînd cele mai timpurii semne de uzură, utilizîndu-se rezultatele medii conectate cu un factor de dispersie. Unul din standurile cu rulmenți pentru uleiurile sintetice destinate turbomotoarelor de aviație, prevede următoarele condiții de încercare :

— pentru temperatura lagărului (calea de rulare exterioară) creșteri din 10 în 10°C de la 250°C pînă la griparea lagărului ;

— fluxul de căldură : de la calea de rulare interioară, spre cea exterioară (încălzire prin ax) ;

— timpul de încercare : cîte 15 ore pentru fiecare treaptă de temperatură ;

— cantitatea de ulei testat : 22,71 fără completări în timpul încercării ;

— debitul de lubrifiant — 9 l/h ;

— caracteristicile lagărului experimental : rulmenții speciali avînd un singur rînd de role (24), coliviile din oțel, iar căile de rulare din W — Cr. Din schema funcțională (fig. 2) se poate constata că standul se compune din lagărul experimental încălzit prin

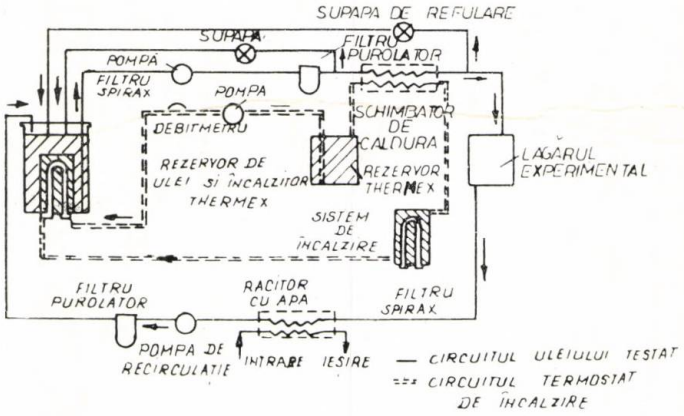


Fig. 2

axul său și alimentat cu lubrifiant de la un rezervor termostat, din două circuite de ulei distincte (al uleiului testat figurat prin linie continuă și al fluidului de încălzire — linie punctată) ambele prevăzute cu pompe, filtre, instrumente de măsură.

Temperatura de testare la care lubrifiantul trebuie să reziste (respectiv să nu gripeze lagărul) se stabilește funcție de uleiul de încercat. Pentru determinarea calității uleiului în timpul funcționării standului se prelevă mostre și se efectuează analizele fizico-chimice, rezultatele fiind raportate la valorile inițiale, astfel încît variația vîscozității să se păstreze între —5 ... +30%

— numărul acid total să nu difere cu mai mult de 2 unități după 100 ore de funcționare ;

— greutatea depunerilor în filtre să prezinte valori sub 3 grame ;

— consumul total de ulei în cursul încercărilor să nu depășească 200 ml.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ispas, St., Nica, Al., Pârvulescu, Iaona :* Sisteme de lubrificație, alimentare cu carburant și fluide hidraulice pentru construcțiile aerospațiale, Edit. Acad. R.S.R., București 1976.

[2] * * * : Lubrication of the Olympus 593 Engine Powering Concorde, Tribology, nov 1968.

[3] *Gunderson, R. C., Hart, A. W. :* Synthetic Lubrications. Reinhold Publishing, Corp, New York, 1962.

CZ : 662.61

Instalația experimentală de foto-înregistrare a evoluției jeturilor de combustibili

Ing. Gheorghe **BORILĂ** — Institutul Politehnic București

Evoluția unui jet de combustibil a constituit obiectul a numeroase cercetări prin foto-înregistrare. Aceste experimentări au fost realizate fie pe aparate [1], [2], [3], fie pe motor în funcți onare [4], [5], [6]. Avantajele foto-înregistrării pe motor în funcționare sînt atît de evidente, încît nu mai necesită comentarii. Din păcate, ele sînt extrem de complexe, laborioase și costisitoare. Pentru aceste motive, se consideră rațional ca, atunci cînd simularea pe aparate a evenimentelor care interesează apare acceptabilă prin prisma scopului urmărit de respectivele investigații, să se folosească această din urmă metodă.

Foto-înregistrările obținute de diferiți cercetători au fost realizate fie prin fotografiere cadru cu cadru, fie prin cinefotografiere rapidă. Foto-înregistrările cadru cu cadru, sînt folosite atunci cînd se urmăresc fenomene a căror durată este extrem de scurtă în comparație cu durata de injecție. Acest lucru a devenit posibil, prin asigurarea unei durate de expunere de numai 10^{-6} s, prin iluminare cu lampă cu descărcare electrică la tensiune înaltă în gaz și mai recent de numai $0{,}5 \times 10^{-7}$ s, prin iluminare cu laser [6]. Foto-înregistrarea prin cine-fotografiere rapidă, cu toate avantajele pe care le prezintă, are un timp de expunere relativ mare : 25×10^{-6} s, ceea ce limitează posibilitățile de a investiga fenomene de foarte scurtă durată.

Pentru cercetarea efectuată de autor [7], în care foto-înregistrarea trebuie să furnizeze doar informații calitative necesare alcătuirii unei imagini veridice a impactului jet-perete, s-a optat pentru metoda foto-înregistrărilor cadru cu cadru pe aparate. După cum se știe, instalațiile experimentale de foto-înregistrare pe aparate sînt alcătuite din trei categorii principale de echipamente și anume :

- echipamentul pentru producerea unei injecții izolate ;
- echipamentul de foto-înregistrare ;
- echipamentul de sincronizare a momentelor din evoluția jetului cu foto-înregistrarea.

Elementul original al instalației de foto-înregistrare concepută de autor este echipamentul de producere a unei injecții izolate. Inainte însă de a proceda la prezentarea instalației, este interesant de a analiza echipamentul cele mai reprezentative realizate de alți cercetători.

Echipamentul monoinjecție realizat la Penn State University.

Acest echipament [1] a fost realizat cu mulți ani în urmă (la începutul deceniului patru). În figura 1 se prezintă aranjamentul schematic al echipamentului. Cu ajutorul unei pompe manuale se ridică presiunea combustibilului din acumulator, pînă la valori necesare injecției. Injecția este declanșată cu ajutorul unei came montate pe axul motorului. Dezavantajele acestui sistem sînt cele legate de faptul că injecția se face la presiune constantă și de mecanismul relativ complicat de declanșare a injecției.

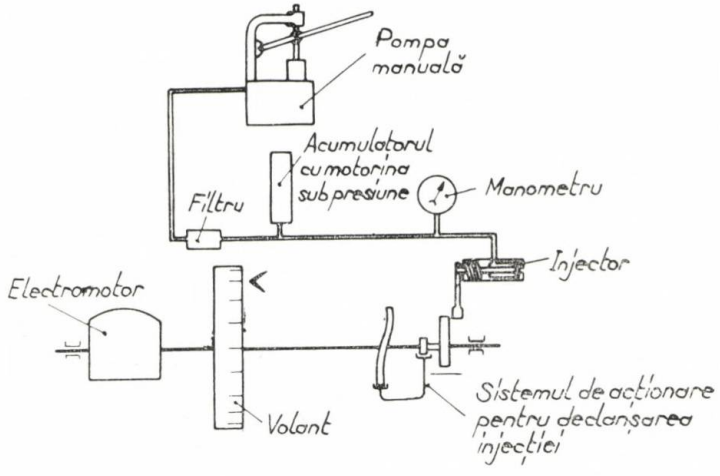


Fig. 1

Echipamentul monoinjecție realizat la Thornton Shell Research Center.

Acest echipament este o realizare recentă și a fost făcut cunoscut cu prilejul lucrării prezentate de Burt și Troth [3] la Simposionul de la Londra, 1970. În figura 2 se prezintă

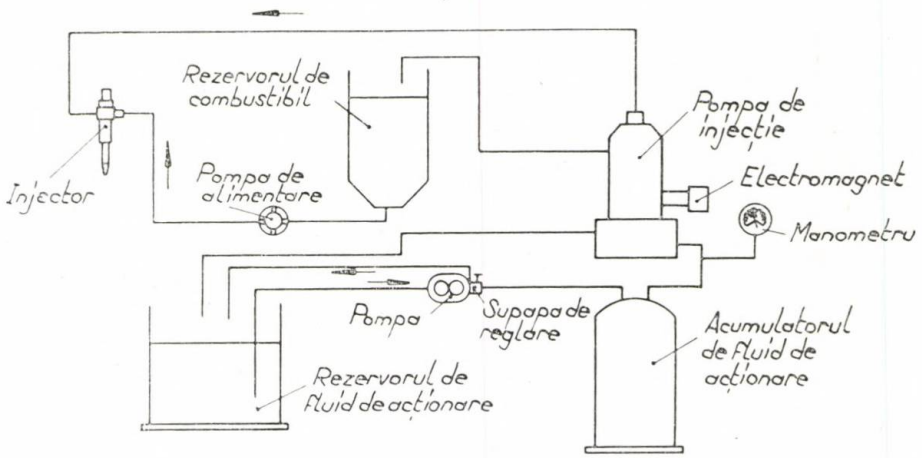


Fig. 2

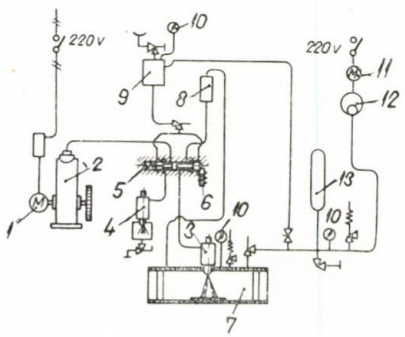
aranjamentul schematic al echipamentului. Echipamentul este alcătuit din două compartimente și anume :

— compartimentul de injecție propriu-zis ;
— compartimentul hidraulic de acționare.

Elementul original al echipamentului este pompa de injecție, care este o versiune modificată a unei pompe B.I.C.E.R.A., pentru un monocilindru. Aceasta este o pompă cu injecție prin acumulare, acționată hidraulic, pistonul plonjor fiind un piston diferențial. Alimentarea cu combustibil se face la injector. Declanșarea injecției se face cu un electromagnet ce acționează o supapă sertar. Echipamentul prezentat are avantajul de a produce un tip de injecție ce favorizează uncționarea motoarelor cu injecție directă, cu perspective de aplicare practică, dar este relativ complicat.

Echipamentul monoinjecție realizat la N.A.M.I.

Echipamentul monoinjecție realizat la Institutul de cercetare de automobile din Moscova [8] are ca element original obținerea unei injecții izolate cu o pompă de injecție cu funcționare continuă. In figura 3 se prezintă aranjamentul schematic al instalației experimentale. Pompa de injecție injectează continuu pirntr-un injector de „serviciu". In momentul dorit pentru producerea unei injecții izolate prin injectorul experimental, se acționează un electromagnet a cărui retragere permite resortului să deplaseze supapa sertar, obținîndu-se comutarea necesară. Sistemul are avantajul de a permite cercetarea evoluției unui jet produs chiar de către echipamentul de injecție care interesează. Totuși, sistemul este complicat, complicațiile fiind legate de comutarea și etanșarea supapei sertar. Astfel, este necesară comutarea injecției extrem de rapidă, în numai cîteva sutimi de secundă. De asemenea, este necesară menținerea sub presiune a combustibilului din conducta injectorului experimental (ceea ce se rezolvă prin comunicarea acesteia, la nivelul supapei sertar, cu gazul comprimat din bomba în care se injectează), ridicînd astfel probleme legate



1 - Electromotor. 2 - Pompa de injecție. 3 - Injectorul experimental. 4 - Injectorul „de serviciu". 5 - Mecanismul de producere a unei injecții izolate. 6 - Electromagnet. 7 - Bomba. 8 - Vasul de egalizare a presiunii. 9 - Rezervorul de ulei. 10 - Manometru. 11 - Electromotor. 12 - Compresor. 13 - Balonul cu aer.

Fig. 3

de etanșeitatea supapei sertar (rezolvată prin practicarea unor canale suedeze în cilindrul sertarului și în care se introduce ulei sub presiune).

INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ DE FOTO-ÎNREGISTRARE A IMPACTULUI JET-PERETE REALIZATĂ DE AUTOR

Instalația a fost concepută în spiritul scopului urmărit prin aceste investigații, autorul încercînd să găsească soluția cea mai simplă pentru producerea unei injecții izolate. Trebuie subliniat că instalația realizată poate fi dezvoltată pentru efectuarea unor foto-înregistrări cît de complexe, cum ar fi:

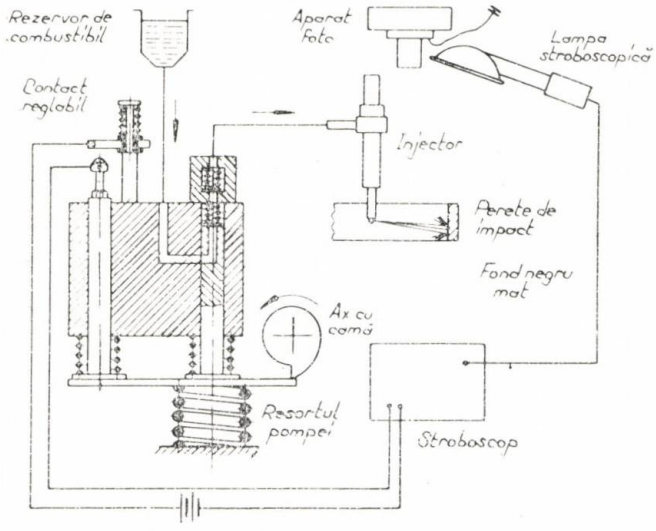


Fig. 4

în bombe sub presiune, în motor monociclu, cine-fotografiere rapidă etc. În figura 4 se prezintă aranjamentul schematic al instalației realizate.

După cum s-a mai menționat, **elementul original al instalției este echipamenul monoinjecție,** care are la bază principiul de funcționare a pompei de injecție Gaz-Jendrassik, fabricată cu ani în urmă în țara noatră. După cum se știe, în pompa Ganz-Jendrassik, combustibilul este injectat prin acumularea energiei necesare într-un resort acționat de către axul cu came, prin intermediul unei pîrghii. Un element interesant, care simplifică instalația experimentală, este acela că alimentarea cu combustibil a pompei se face prin „cădere". Echipamentul monoinjecție a fost realizat prin modificarea unei pompe cu șase elemenți, din care au fost reținute numai două secțiuni: una pentru producerea injecției, iar a doua, pentru sincronizarea injecției cu foto-înregistrarea.

Aparatul de fotografiat este montat pe o coloană pe care s-a montat și piesa cu peretele de impact. Injectorul este montat pe o altă coloană, iar pe cea de a treia este montată lampa stroboscopică, pentru iluminarea evenimentelor care se fotografiază. Montarea pe coloane a aparatului de fotografiat, a piesei cu peretele de impact, a injectorului și a lămpii stroboscopice s-a făcut prin intermediul unor elemente de reglaj, care permit fixarea acestora în spațiu, conform aranjamentului necesar.

Sincronizarea momentelor din evoluția jetului cu declanșarea lămpii stroboscopice se face prin intermediul unui dispozitiv cu contact reglabil. Astfel, în cea de a doua secțiune a pompei s-a montat un piston, legat prin intermeniul unui papuc cu pistonul de lucru; cele două pistoane, prin urmare, se deplasează împreună. În partea de sus a pistonului de sincronizare este practicat un filet cu pas mic și este montat un șurub cu cap argintat și un disc divizor. Pe carcasa pompei sînt fixați doi stîlpi pe care culisează o placă argintată. Cu ajutorul discului divizor, șurubul poate fi astfel reglat, încît la declanșarea injecției contactul dintre șurub și placă să se producă în momentul dorit. Prin intermediul unei baterii, la închiderea contactului se obține semnalul electric de declanșare externă a stroboscopului.

Tehnica și metodica de foto-înregistrare a impactului jet-perete. Foto-înregistrarea se face în iluminare directă, pe un fond negru mat, necesar evidențierii jeturilor. Se lucrează în întuneric, cu obiectivul fotoaparatului deschis, durata expunerii fiind durata flashului lămpii stroboscopice. Durata evenimentelor care interesează este de ordinul a $0{,}5 \times 10^{-3}$ s. Cum durata flashului unei lămpi stroboscopice este de mai puțin de $0{,}015 \times 10^{-3}$ s, rezultă că se pot obține aproximativ 35 imagini distincte, ceea ce apare satisfăcător, dacă se ține seama de durata extrem de scurtă a interacțiunii dintre jet și peretele de impact.

Declanșarea injecției se face manual, acționînd un volant montat pe axul cu came al pompei. Se privește pulverizatorul și peretele de impact, stadiul evoluției jetului putînd fi

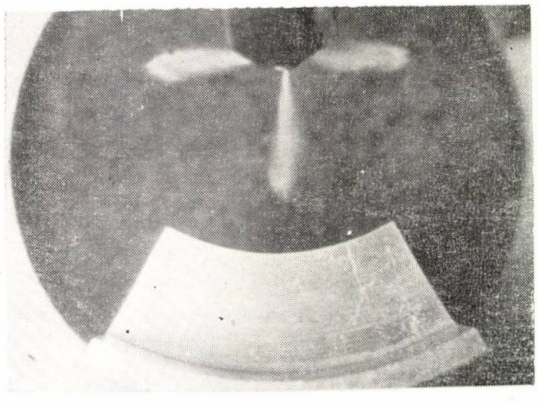


Fig. 5

văzut în momentul producerii „flash"-ului. Cu ajutorul șurubului de reglaj, se „aduce' jetul

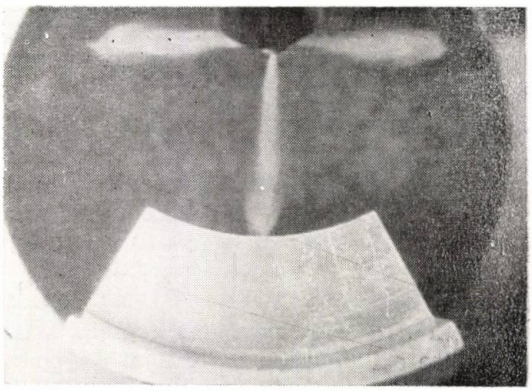


Fig. 6

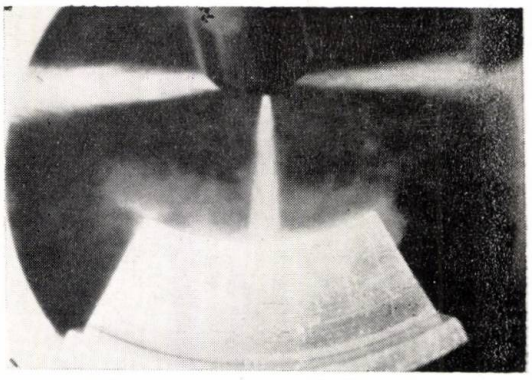


Fig. 7

în stadiul necesar, din care se începe foto-înregistrarea „pas cu pas" a evoluției acestuia în continuare.

Foto-înregistrările obținute. In figura 5 este surprins un moment din avansarea jetului către peretele de impact. În figura 6 este surprins momentul primului contact jet- perete. În figura 7 se poate observa rezultatul interacțiunii jet-perete și anume : redistribuirea importantă a combustibilului prin impact cu peretele. Imaginea din figura 7, considerată reprezentativă pentru redistribuirea combustibilului în sapțiul de ardere prin impactul jet-perete, a fost reținută pentru alcătuirea modelului fizico-matematic al corelației jet-perete [7].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schweitzer, P. H.:* Penetration of Oil Sprays in a Dense Air ; Oil and Gas Power Division Meeting, Pennsylvania State College, June, 1934.

[2] *Lișevskii, A. S.:* Protessî raspîlivania topliva dizelinîmi forsunkami : G.N.I.T.M.L., Moskva, 1963.

[3] *Burt, R., Troth, K. A.:* Penetration and Vaporization of Diesel Fuel Sprays ; I.M.E., Diesel Engine Combustion Symposium, London, 1970.

[4] *Alcock, J. F., Scott, W.M.:* Some More Light on Diesel Combustion ; I.M.E., Proceedings of the Automobile Division, Nr. 5, 1962—63.

[5] *Taylor, D.H.C., Walshaw, B. E.:* Combustion Process in a Medium Speed Diesel Engine ; I.M.E., Diesel Engine Combustion Symposium, London, 1970.

[6] *Khan, I. M., Grigg, H.C.:* Progress of Diesel Combustion Research ; C.I.M.A.C., Stocholm, 1971.

[7] *Borilă, Gh.:* Contribuții la studiul proceselor de formare a amestecului și ardere în motorul diesel rapid cu injecție directă ; Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1975.

[8] *Fainleib, B. N., Golubkov, I. G., Klocev, L. A.:* Metodî ispîtaniii i issledovaniii toplivnoii apparaturî avtotraktornîh dizeleii ; Izdatelistvo Mașinostroienie, Moskva-Leningrad, 1965.

CZ : 621.431

Considerații privind aprinderea în motoarele cu ardere internă

Dr. ing. M.C. **TOFAN**, dr. ing. **A. IONESCU** — Universitatea din Brașov

Studiul procesului de aprindere în motoarele cu ardere internă conține ca necunoscute primare :

— elementele de cinetică locală angajate de inițializarea controlată a procesului de ardere — în cazul aprinderii prin scînteie (mas) ;

— programul de inițializare discretă în mai multe centre ce-și ating condițiile independent în cazul autoaprinderii prin compresie (mac) ;

— In ambele situații, dimensiunea unui centru a cărui comportare de „generator energetic" este stabilă.

Modelarea unui mecanism de inițiere a procesului de ardere a hidrocarburilor în m.a.i este la acest moment incomplet ilucidat el fiind dependent de nivelul p, T, E, la care are loc. Rezultatul unui stadiu inițial îl putem descrie prin vectorul de ionizare — avînd drept componenți radicali și produse de ardere incomplete — energia specifică și dimensiunea nucleului :

$$\{C\} = \{\{R\}^T, e, \Delta V\}^T \qquad (1)$$

În (1) vectorul de ionizare $\{R\}^T$ este dependent de nivelul energetic e și dimensiunea nucleului ΔV, deci coordonatele procesului de inițializare sînt fie :

$$\{e,\ \Delta V\}$$

fie : (2)

$$\{E,\ \Delta\tau\}$$

unde $E \neq e \cdot \Delta V$

În adevăr, în cazul unui proces controlat de aprindere cu scîntei, peste cîmpul energetic existent la momentul τ_i se introduce local energia E_i degajată de scînteie. O putem reprezenta prin funcția Dirac spațio — temporară de impuls :

$$E_i = \delta(\bar{r}_i) \cdot \delta(\tau_i)$$

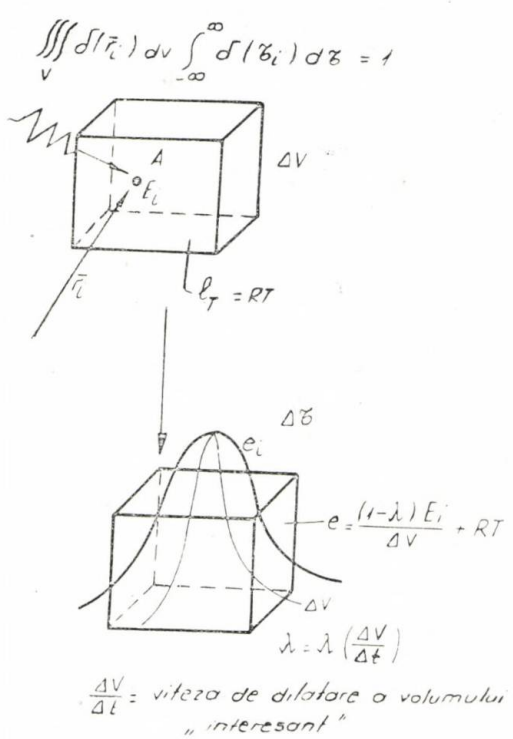


Fig. 1

unde $\bar{r}_i$ este vectorul de poziție a punctului de injecție energetică, τ_i — momentul declanșării injecției — figura 1.

Componența energetică pe suport termic se disipează în spațiul vecinătății punctului de injecție în forma sferică din figura 2.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{c\rho}{\lambda} \cdot \frac{\partial T}{\partial t},$$

cu soluția de forma generată de sursa locală q :

$$T = \frac{q}{c\rho} \cdot \frac{e^{-\frac{r^2}{4at}}}{(4\Pi at)^{3/2}},$$

extremă pe coroana de rază :

$$r_0^2 = 6at_0,$$

de nivel termic :

$$T_{\max} = \frac{q}{c\rho} \cdot \frac{e^{-3/2}}{(4\Pi at)^{3/2}} = e^{-3/2}\sqrt{\frac{6}{\Pi}} \cdot \frac{q}{c\rho V_0}$$

Constanta de timp a procesului de descărcare în gaze la tensiunea înaltă (18—20 KV) oferă o limită a volumului „interesant al nucleului", și totodată a nivelului energetic la care poate fi activat.

Astfel pentru o scînteie de 3μmsec. se obține un volum :

$$V_0 = 0{,}15\text{mm}^3$$

și legătura din figura 4 între energia reținută și saltul temperaturii de activare :

$$q = e^{3/2}\sqrt{\frac{\Pi}{6}} \cdot c \cdot \rho \cdot V_0 \Delta T_{\max}$$

Nivelul stării de activare rezultată în V_0 poate fi apreciat în raport cu nivelul energetic al sistemului controlat prin scînteie. Dacă energia internă a sistemului este :

$$q_0 = mRT = \rho V_0 RT = 287\,\rho V_0 T\ [\text{j}]$$

energia reținută de volumul V_0 la sfîrșitul scînteii de 3μm sec. este :

$$q = 3300\,\rho V_0 \Delta T_{\max}\ [\text{j}]$$

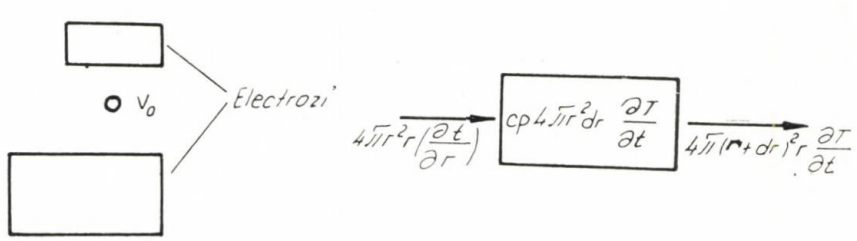


Fig. 2

Pe suport termic doar 1/11,5 poate fi explicată ; 10,5/11,5 este componente de activare ionică a nucleului.

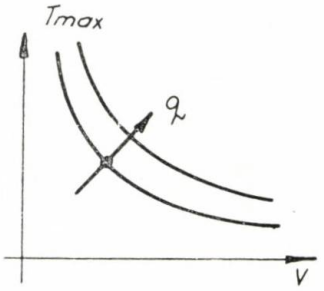


Fig. 3

Cu acest volum de 0,15 mm³ activat de scînteia obişnută de 3μm sec., siguranţa declanşării procesului este scăzută. Randamen-

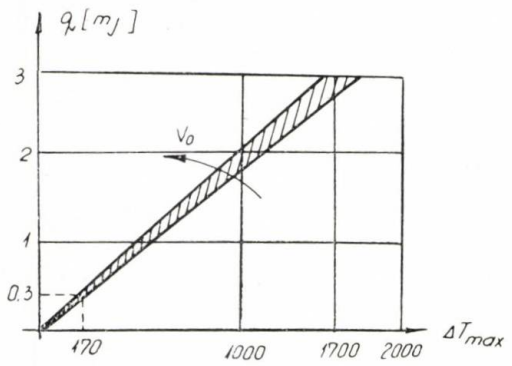


Fig. 4

tul mas-ului, astăzi subordonat controlabilităţii momentului şi implicit siguranţei de iniţializare :

$$\eta_g = \eta_T \cdot \sigma ,$$

lasă neaccesibilă atingerea regimurilor $\eta_{T\,opt}$ printr-o dispersare ciclică profundă (fig. 5).

Concluzii

Mărirea controlabilităţii procesului aprinderii are implicaţii majore în creşterea randamentului global al mas-ului şi reale posibilităţi în transformraea mac-ului în mas. Acest lucru este posibil prin angajarea unui volum de activare de ordinul a 4000 V_0, cu energii de activare de circa 200 q (~0·5 J), realizabil doar printr-o scînteie ierarhizată (la un curent slab $20 \cdot 10^{-3}$J) :

— una de tensiune înaltă (~20.000 V) capabilă să injecteze ~3 mJ — realizînd nivelul de ionizare local ce pregăteşte condiţiile.

— scînteii de joasă tensiune (500—800 V), generată într-un al doilea electrod — de scurtă durată $\Delta t \sim 10^{-5}$ sec — controlată prin capacităţi şi parametrii circuitului de descărcare.

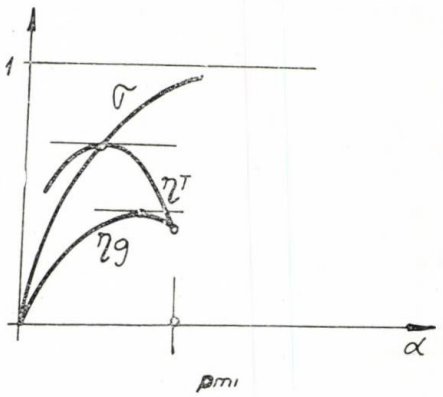


Fig. 5

Prin creşterea energiei injectate prin scînteia ierarhizată de cca 200 ori faţă de cea injectată de scînteia bujiei obişnuite, rămînînd prin aceasta la un nivel sub 1% din puterea motoare nominală, devine posibilă atingerea unor efecte economice explicate prin contabilitatea sporită a procesului, care conduc la reducerea consumului de combustibil cu peste 10%.

Notaţii

$\{R\}$ — vectorul de ionizare (compoziţional molar) ;

$\{R\}^T$ — vectorul de ionizare transpus ;

e — energie specifică (j/kmol) respectiv baza logaritmilor naturali în ecuaţiile de cîmp ;

ΔV, V_0 — volumul elementar — finit — al nucleului ionizat ;

E_i — energia injectată prin scînteie ;

q — capacitatea sursei termice locale ;

$a = \frac{\lambda}{c\rho}$ — difuzibilitatea termică ;

$T(r, t)$ — cîmpul de temperatură ;

$\delta(r_i)$, $\delta(\tau_i)$ — funcţia de distribuţie Dirac ;

η — randament (T — termic, g — global efectiv) ;

σ — randament de dispersie ciclică ;

α — unghi de rotaţie manivelă arbore cotit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spreadbury, F. G.:* „Electrical Ignition Equipament" London, Sonstable § Company LTD 1953. stoffuftgemisches im Ottomotor". Bosch Technis-

[2] *Conzelmann, G.:* Über die Entflammung des Karftche Berichte, Bd 1, Heft 6, Sept. 1966, S 297.

[3] *Grünwald, B., Apostolescu, N.:* „Neomogenitatea termică şi chimică a gazelor din MAI, Buc. 1975 Ed. — Academiei R.S.R.

CZ : 621.63

Posibilități de utilizare a ventilatoarelor bloc cu turbină

Conf. dr. ing. Dan **URSESCU**,
șef lucr. ing. Șerban **STAN**, stud. A. **COȚOVANU** — Institutul Politehnic Iași
Ing. Dumitru **PAȘA**, ing. Ioana **TÂRDEA** — I.N.M.T., filiala Iași

Sub denumirea de ventilator-bloc cu turbină, denumire care nu este generalizată în prezent, sînt definite mai jos instalații de propulsie constituite dintr-un ventilator, sau o elice antrenată de o coroană de palete de turbină, montate la periferia acestuia. Fluidul de lucru ce antrenează paletele turbinei, poate fi aerul sau produsele de ardere furnizate de un generator de gaze.

După această schemă s-au construit deja sisteme de sustentație pentru aparate cu decolare pe verticală și există un număr de brevete care vizează atît decolarea pe verticală cît și propulsia pe orizontală [2], [3]. În afara aplicațiilor aeriene, acest tip de propulsor poate fi utilizat pentru hidroglisoare, vehicule cu pernă de aer și aerosănii. Schema de principiu este dată în figura 1 .

Diametrul mare al ventilatorului sau elicei permite obținerea de viteze tangențiale ridicate ale paletelor turbinei, pentru turații coborîte ale arborelui elicei, ceea ce face inutilă prezența unui reductor. La puteri mici, debitul redus de gaze necesită adoptarea unei admisii parțiale, pentru a menține o înălțime acceptabilă a paletelor turbinei.

În această situație treapta respectivă de turbină trebuie realizată cu acțiune și este de așteptat ca randamentul său interior să fie mai mic decît la o instalație clasică cu demultiplicare prin reductor și turbină liberă cu reacțiune. La puteri, respectiv, debite mari, se poate lucra cu admisie totală și turbina poate fi construită cu reacțiune, ceea ce duce la dispariția inconvenientului semnalat mai sus. Propulsoarele construite după această schemă, prezintă o serie de avantaje care sînt de natură să compenseze valoarea mai redusă a randamentului. Aceste avantaje sînt :

- **lipsa reductorului, deci a pierderilor de energie corespunzătoare ;**
- **cost mai redus datorită absenței reductorului ;**
- **posibilitatea de a realiza grupuri de puteri diferite prin modularizare. (In cazul cînd gradul de admisie este mai mic ca unitatea, se pot realiza grupuri de puteri variind de la simplu la dublu, triplu, cvadruplu, folosind aceeași rețea de palete și aceeași structură a propulsorului, prin montarea a 1, 2, 3, 4 generatoare de gaze și a unor rotoare sau elici capabile să absoarbă puterea respectivă) ;**
- **o răcire mai bună a paletelor turbinei, în special în cazul admisiei parțiale de căldură.**

O comparație între propulsorul propus și soluția clasică compusă din generator de gaze — turbină liberă de turație mare — reductor, se poate face cu ajutorul randamentelor efective [1]. Valorile raportului :

$$\theta = \frac{\eta_{eV}}{\eta_{eL}} \qquad (1)$$

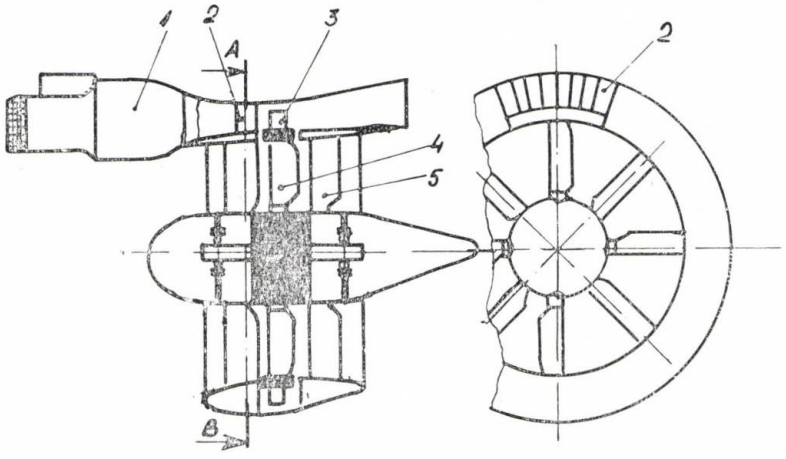


Fig. 1
1 — generator de gaze ; 2 — sector ajutaje ;
3 — palete mobile ; 4 — palete ventilator (elice) ;
5 — palete redresoare.

în care :

η_{eV} — randamentul efectiv al propulsorului analizat ;

η_{eL} — randamentul efectiv al propulsorului în varianta clasică.

vor fi apropiate de unitate sau supraunitare în măsura în care eficiența soluției analizate se apropie sau depășește eficiența soluției clasice.

Pentru randamentul efectiv al unui propulsor cu elice sau ventilator se poate folosi relația :

$$\eta_e = \left\{ \frac{C_{pg} T_T \left[1 - \frac{1}{(\varepsilon_V)^{\beta_2}} \right] - \frac{\frac{C_{pa} T_A (\varepsilon^{\beta_1} - 1)}{\eta_c} + e_r}{\left(1 + \frac{1}{\alpha L_0} - \upsilon \right) \eta_{iI} \eta_{mI}}}{(1-\upsilon) \left\{ C_{pg} T_T - C_{pa} T_A \left[1 + \frac{\varepsilon^{\beta-1} - 1}{\eta_c} \right] \right\}} \right\} \cdot \eta_{iII} \cdot \eta_{mII} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_e \qquad (2)$$

Atunci cînd pentru propulsorul clasic și blocul turbină ventilator se utilizează același generator de gaze, termenul din paranteza relației (2) are aceeași valoare și raportul randamentelor efective pentru soluția clasică și soluția propusă devine :

$$\theta = \frac{\eta_{ev}}{\eta_{eL}} = \frac{(\eta_{iII} \cdot \eta_{mII} \cdot \eta_e)_{ev}}{(\eta_{iII} \cdot \eta_{mII} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_e)_{eL}}, \qquad (3)$$

deoarece pentru turbina bloc cu ventilatorul $\eta_{red} = 1$.

Dacă se admite că valorile randamentelor mecanice sînt aceleași și că ventilatorul (sau elicea întubată) se poate realiza cu același randament ca o elice clasică, raportul θ se reduce la

$$\theta = \frac{(\eta_{iII})_{ev}}{(\eta_{iII} \cdot \eta_{red})_{eL}} \qquad (4)$$

In funcție de pierderi, în cazul grupurilor de putere mică pentru care turbina ventilatorului nu se poate construi decît cu admisie parțială, dacă se admite că atît turbina liberă de la grupul clasic cît și turbina care antrenează ventilatorul lucrează cu aceeași cădere termică disponibilă H_{oII}, relația (4) devine :

$$\theta = \frac{H_{oII}(1 + \alpha_r) - \left[\sum_{i=1}^{z} Z_a + \sum_{i=1}^{z} Z_p + \sum_{i=1}^{z} Z_e + \sum_{i=1}^{z} Z_{fv} + \sum_{i=1}^{z} Z_{sc} + \sum_{i=1}^{z} Z_i \right]}{\eta_{red} \left\{ H_{oII}(1 + \alpha_r) - \left[\sum_{i=1}^{z} Z_a + \sum_{i=1}^{z} Z_p + \sum_{i=1}^{z} Z_{fv} + \sum_{i=1}^{z} S_c \right] \right\}} \qquad (5)$$

Relația (5) dă valoarea raportului θ pentru grupuri de putere mică, la care turbina ventilatorului trebuie construită cu admisie parțială. Referitor la acest caz trebuie făcută observația că pentru turbina ventilatorului pierderile prin frecare și ventilație se reduc de fapt la pierderile prin ventilație, deoarece turbina nu are disc, rolul lui fiind preluat de rotorul ventilatorului sau de elice.

Se pot imagina scheme de turbine cu admisie parțială la care energia de ventilație să fie utilizată pentru vehicularea unei cantități de aer care în afară de răcirea paletelor să ofere și o sporire a forței de tracțiune (fig. 2).

Din figură se vede că valorile cel mai ridicate ale raportului θ se obțin la turații mici și atunci cînd se folosesc pentru antrenarea rotorului, turbine cu două trepte și cu reacțiune.

De asemenea, se poate observa că din punct de vedere al randamentului soluția propusă devine competitivă cu soluția clasică de la puteri mai mari ca 350 Kw. Sub această

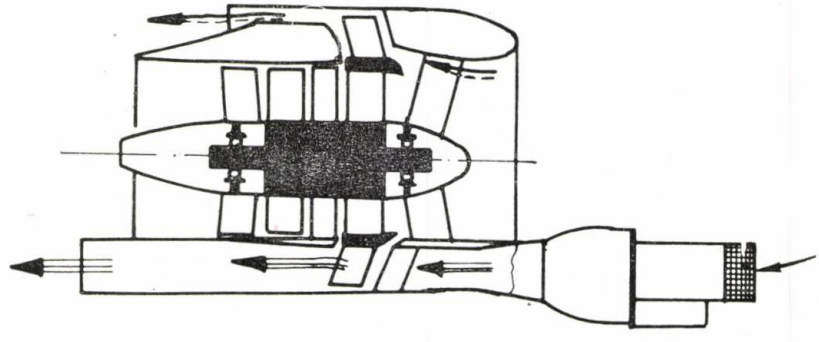


Fig. 2

putere procedeul este indicat pentru grupuri de propulsie cu timp redus de funcționare (moto planoare, avioane cu decolare pe verticală, ambarcații sportive etc.).

Diametrele rețelei de palete ale turbinei pentru variantele analizate sînt cuprinse între 0,6—1,3 m.

În relațiile de mai sus, s-au folosit următoarele notații :

ε — raportul de compresie al generatorului de de gaze ;

$\beta_1 = \frac{k_a - 1}{k}$; $\beta_2 = \frac{k_g - 1}{k_g}$, unde k_a și k_g reprezintă exponentul adiabatic al aerului / al gazelor arse ;

η_c ; η_{iI} — randamentul compresorului și randamentul interior al turbinei generatorului de gaze ;

α ; L_o — excesul de aer și cantitatea de aer teoretic necesară ;

$\theta = \frac{G_r}{G_a}$ — raportul dintre debitul de aer de răcire și aerul aspirat de generatorul de gaze ;

e_r — energia pentru vehicularea aerului de răcire ;

C_{pg}; C_{pa} — căldurile specifice medii ale aerului și gazelor ;

η_{iII} — randamentul interior al turbinei libere, sau al turbinei bloc cu ventilatorul ;

η_{mI} — randamentul mecanic al generatorului de gaze ;

η_{mII} — randamentul mecanic al turbinei libere sau al blocului turbină ventilator ;

η_{red} — randamentul mecanic al reductorului ;

η_e — randamentul elicei ;

H_{oII} — căderea termică disponibilă pentru turbina liberă sau turbina turboventilatorului ;

α_r — coeficientul de recuperare al căldurii pe treptele turbinei ;

Z_a, Z_p, Z_c, Z_{fr}, Z_{sc}, Z_i — pierderile în ajutaje, prin energie cinetică reziduală, prin frecare și ventilație, prin scăpări, prin împrăștiere ;

ν — coeficientul de pierderi de presiune în camera de ardere.

Pentru delimitarea performanțelor și dimensiunilor de gabarit s-au efectuat o serie de calcule pentru o serie de propulsoare alcătuite pe baza aceluiași generator de gaze de putere

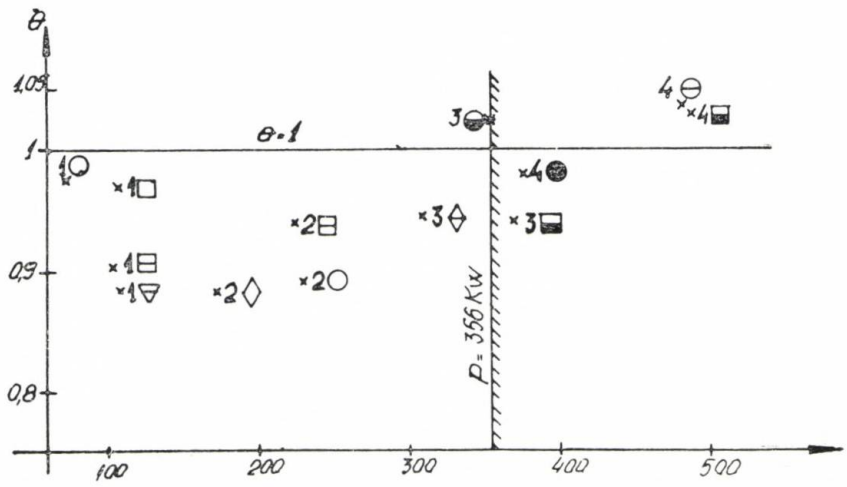


Fig. 3

1 □ — n = 2600, cu 1 generator de gaze, cu 1 treaptă, ρ =0 ;

1,2 ⊟ — n = 2600 cu 1 și 2 generatoare de gaze, cu 2 trepte, ρ =0 ;

3,4 ▬ — n = 2600 cu 3 și 4 generatoare de gaze, cu 2 trepte, ρ =0,5 ;

3,4 △ ▽ — n = 3000 cu 3 și 4 generatoare de gaze, cu 2 trepte, ρ =0 ;

1 ▽ — n = 4000 cu 1 generator de gaze, cu 2 trepte, ρ =0 ;

1,2 ○ — n = 5000 cu 1 și 2 generatoare de gaze, cu 1 treaptă, ρ =0 ;

4 ⊖ — n = 5000, cu 4 generatoare de gaze cu 2 trepte, ρ =0 ;

3 ◡ — n = 5000, cu 3 generatoare de gaze, cu 2 trepte, ρ =0,5 ;

4 ◉ — n = 1640, cu 3 generatoare de gaze, cu 2 trepte, ρ =0 ;

mică. Calculele au fost făcute pentru diferite turații (1600, 2600, 3000, 4000, 5000) și diferite tipuri de trepte în cazul cînd propulsorul folosește 1, 2, 3, 4 generatoare de gaze. Rezultatele au fost centralizate în figura 3, în care sînt date valorile raportului θ pentru diferitele variante analizate, în funcție de putere. Pentru varianta clasică s-a presupus că turbina liberă are un randament interior de $\eta_{iII} = 0{,}85$ iar valoarea randamentului mecanic al reductorului este $\eta_{red} = 0{,}95$ deci produsul $\eta_i \cdot \eta_{red} = 0{,}807$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zuev, V. S., Imzențev, N. V.:* Motoare cu reacție în aviație, Ed. Tehnică, 1952.

[2] *Karoamura, Osamu:* Aerodynamic engine system Pat. SUA cl. 60—226 RCF 02 K3/04, No. 3783618 din 29.03.72 publ. 08.01.74.

[3] *Ritindar, Singh:* Improvements in or ralating to turbines Pat. Anglia cl. F 1 T, (F 01 d 1/12 F 02 K 3/00), No. 1324240 din 26.04.71, publ. 25.07.73.

CZ : 621.4

Contribuții privind efectul de parascînteiere al cuplului tobă de eșapament-tubulatură de evacuare

Dr. ing. Nicolae **LINTE** — Intreprinderea „Turbomecanica" București
Șef lucr. ing. Emilian **BACIU**, asist. ing. Călin **ANISOIU** — Inst. de învățămînt superior — Pitești
Ing. Virgil **GÎNGU** — Intreprinderea „Semănătoarea" București

Utilajele echipate cu motoare cu combustie internă care participă la recoltarea cerealelor sau la transportul materialelor ușor inflamabile, necesită o asigurare deplină împotriva emisiei de scîntei la finele traiectului de evacuare. Prezenta lucrare, cu pondere experimentală majoră, și-a propus drept scop elucidarea efectului de parascînteiere la nivelul tobei de eșapament și tubulaturii de evacuare la agregate echipate cu motoare cu aprindere prin compresie. Premisele care au stat la baza cercetării au fost următoarele :

— regimurile de funcționare, la care acest tip de motoare refulează carbon incomplet ars într-o proporție mai mare, sînt pe de o parte cele cu doza maximă de combustibil pe ciclu, iar pe de altă parte cele variabile. Primele sînt motivate printr-un coeficient de exces de aer minim, pe cînd în situația celor variabile este probabilă nesincronizarea avansului la injecție cu cerința ca arderea să fie terminată în jurul P.M.I.

— motoarele cu o singură valoare — bine precizată — a avansului la injecție pentru toată gama de turații accentuează eliminarea carbonului incomplet ars.

— cifra de fum este în dependență cu cantitatea de carbon incomplet ars.

Ca atare, la ieșirea traiectului de evacuare, pentru un anumit regim de funcționare al motorului și pentru un combustibil și lubrifiant — date, procentul de scîntei va depinde de o serie de factori, din care amintim :

a) La nivelul agregatului motor :

— de legea de avans la injecție adoptată, iar — în situația dispozitivului de avans — de corectitudinea unei asemenea legi :

— de mărirea gradului de uniformitate la debitare al injectoarelor ;
— de viteza gazelor de evacuare ;
— de lungimea traiectului ;
— de gradul de disipare al particulelor de carbon ;
— de gradul de reținere al acestor particule ;
— de regimul termic pe traiectul de evacuare.

Se face observația că prin traiect de evacuare, în situația grupei a doua de factori, trebuie înțeleasă porțiunea de după colectorul de evacuare al motorului.

Lucrarea și-a propus ca obiectiv tratarea influenței traiectului de evacuare explicat în contextul de mai sus, respectiv a influenței tobei de eșapament și tubulaturii de evacuare, privind efectul de parascînteiere. Cît privește aspectul indicilor energetici, realizarea unui grad înalt de reținere al scînteilor presupune introducerea rezistențelor gazodinamice suplimentare în toba de eșapament, cauzate de obstacolele compartimentelor de reținere, de inversări ale curentului de gaze etc., ceea ce duce la micșorarea acestor indici. Conform literaturii de specialitate [1], pierderile de putere la reținerea totală a scînteilor nu trebuie să depășească 2—3%. Ca o remarcă, se subliniază că prezenta lucrare nu și-a propus studierea problemelor legate de nivelul de zgomot admis etc.

In ceea ce privește gradul de reținere al scînteilor, s-a ajuns în situația că unele uzine constructoare de combine, autovehicule și tractoare să renunțe la pretenția asigurării

gradului de reținere 100%, ca de exemplu la produsele John Deere — 4020, Farmall 400, Klaas — MG, Clayson-Fahr, SK-3 [1]. Motivele pot fi de ordin tehnologic sau depind de micșorarea indicilor energetici.

Metodologia de încercare

Pentru stabilirea efectului de reținere al scînteilor, s-au considerat — pentru experimentări — două tobe de eșapament cu tubulaturile aferente (una din tobe cu amplasare orizontală, iar cealaltă verticală), dintre care prima este utilizată în construcția curentă, iar cealaltă propusă prototip.

Metodologia de încercare urmată a constat din :

— încercări pentru determinarea regimurilor adecvate avansurilor la injecție pentru care cifra de fum este maximă ;

— încercări la regimul de cuplu maxim precum și la regimuri variabile ;

— adiționări în aerul de admisie a unor doze de pulbere de cărbune de lemn, uscate și filtrate în scopul creării unei severități maxime privind gradul de reținere a scînteilor ;

— încercări pentru determinarea micșorării indicilor energetici în urma introducerii rezistențelor gazodinamice suplimentare și evaluarea eventualelor modificări ale alurii cuplului motor.

Se face observația că, în scopul de a conferi rezultatelor, un caracter de generalizare mai mare, experimentrările au fost efectuate pe două motoare (IFA și MAN-SAVIEM), primul fiind utilizat curent iar al doilea în perspectiva montării pe combine. Idem probele de apreciere a eliminării scînteilor s-au făcut în condiții de întuneric.

Valori ale cifrei de fum pentru regimul de cuplu maxim

Tabelul 1

Avans la injecție	Cifra de fum fără adaus pulbere-cărbune (unități Bosch)	Cifra de fum cu adaus pulbere-cărb. (unități Bosch)	Cifra de fum fără adaus pulbere cărb. (unități Hartridge)	Cifra de fum cu adaus pulbere cărbune (unități Hartridge)
Reglaj standard	4,0	5,7÷6,0	50	80÷90
Reglaj modificat (avans mărit)	5.4	6,4÷7,2	76	93÷98

Rezultate experimentale

Experimentările au demarat cu determinarea regimurilor cu cifra de fum mărită (în condiția menținerii unui mers uniform al motorului). S-au determinat cifrele de fum pentru diferite avansuri la injecție cu și fără adiționale de pulbere de cărbune. Pentru regimul de cuplu maxim, rezultatele sînt arătate în tabelul 1.

Observație : echivalarea U.B. — U.H. s-a făcut după [2].

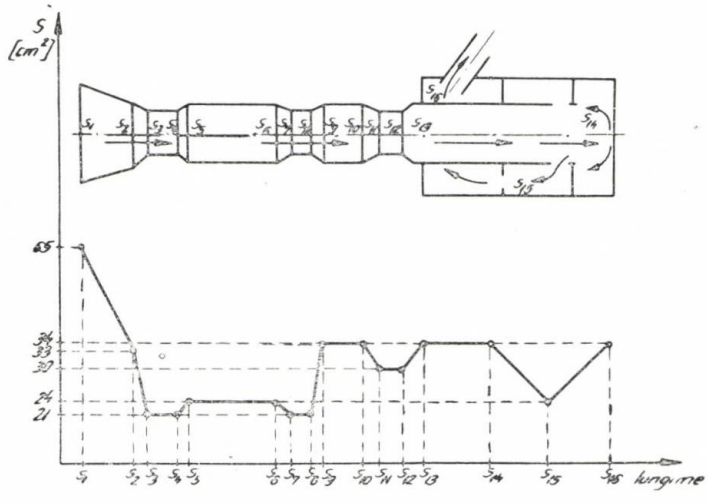


Fig. 1 Schema de principiu a tobei de eșapament orizontale, considerată de referință și epura de secțiuni a traiectului.

Din analiza tabelului 1, rezultă următoarele **concluzii :**

— cifra de fum maximă pentru reglajul standard se încadrează în limitele impuse de ciclul Europa (35÷60 U.H) ;

— prin modificarea avansului la injecție, cifra de fum se mărește cu 52% fără adiționare și respectiv cu 85÷96% în situația adiționării pulberii de cărbune.

cată, care prin mărirea vitezei gazelor duce la micșorarea timpului de ardere al particulelor de carbon precum și la micșorarea indicilor energetici ; cît privește toba de eșapament este de remarcat gradul de disipare micșorat al scînteilor precum și strangularea aferentă secțiunii S_{11}. Cît privește toba verticală

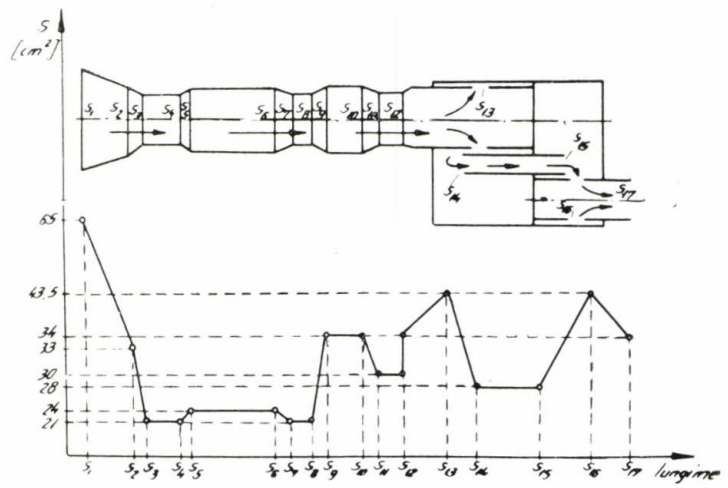


Fig. 2 Schema de principiu a tobei de eșapament verticale, considerată de referință și epura de secțiuni a traiectului.

Experimentările inițiale, efectuate pe motor IFA, la funcționarea în regimurile indicate anterior, la reglajul standard și fără adiționare de pulbere de cărbune, au arătat că cele două tobe de eșapament (considerate de referință) nu au realizat un grad total de reținere al scînteilor. Schemele de principiu și epurele de secțiuni aferente sînt arătate în figurile 1 și 2.

Din figura 1, se observă că pentru tubulatura de evacuare pe proțiunea aferentă secțiunilor S_4—S_5 există o strangulare nejustifide referință (fig. 2) se observă că în zona secțiunilor S_{12}—S_{13} se obține maximul de strangulare, cu efectele negative cunoscute.

În această situație, în continuare, s-au conceput și experimentat variante de tobe și tubulaturi modificate, cu metodologia de încărcare cu grad de severitate mărit.

Față de toba orizontală de referință, în urma experimentărilor s-au selectat tubulaturile și tobele de eșapament cu schemă de principiu și epurele de secțiuni arătate în figurile 3 și 4

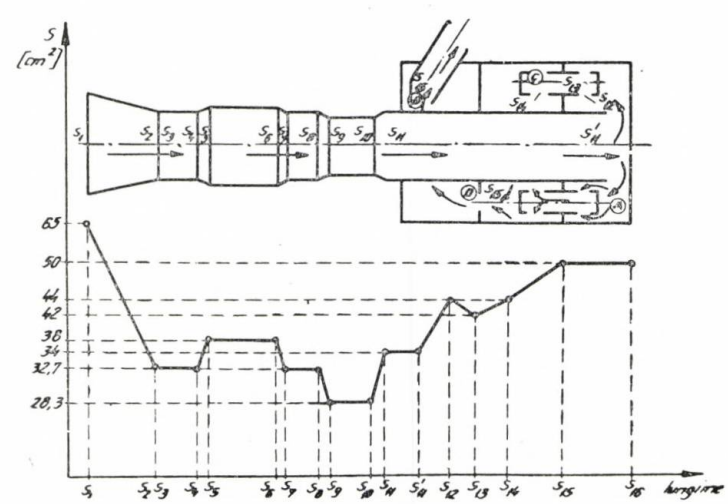


Fig. 3 Schema de principiu a tobei de eșapament I, cu epurele de secțiuni aferente.

Astfel, în varianta I, conform figurii 3 se observă mărirea secțiunilor strangulate din tubulatura de evacuare, iar pentru toba de eșapament introducerea următoarelor modificări:

— asigurarea unui grad de disipare al scînteilor mărit prin apropierea țevii de intrare de fundul tobei (zona A) și executarea secțiunii de ieșire din tobă paralel cu peretele frontal (zona B);

— mărirea gradului de disipare al scînteilor, prin utilizarea unui perete central și parțial prin conul de protejare la refulare;

— practicarea zonelor de reținere (E, F, G).

În situația tobelor verticale, s-a selectat varianta I (fig. 5), unde în afară de practicarea camerelor de reținere și asigurarea unui grad de disipare mărit prin micșorarea dis-

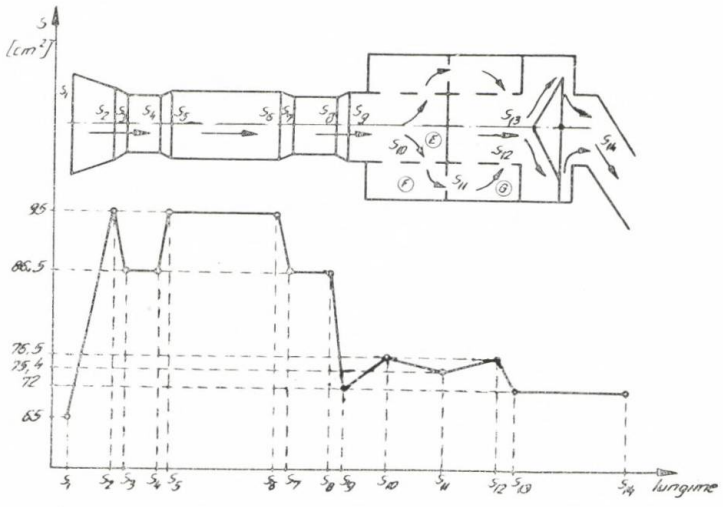


Fig. 4 Schema de principiu a tobei de eșapament varianta II, cu epurele de secțiuni aferente.

— plasarea unor camere de reținere (C);

— lungirea traiectului gazelor prin practicarea orificiilor de trecere din peretele intermediar din partea inversă orificiului de refulare din tobă (zona D).

Cît privește varianta II (fig. 4), cu rezistențe gazodinamice micșorate, se observă că secțiunile au fost mărite pe întregul traiect pus în discuție, iar toba de eșapament este caracterizată prin modificări ce vizează:

— micșorarea vitezei gazelor prin țeava de intrare și ieșire;

tanței dintre țeavă în zona A, apare interesantă triplarea lungimii traiectoriei gazelor din interiorul tobei de eșapament prin două inversări suplimentare ale curentului de gaze.

Sub aspectul pierderilor de putere și al modificării alurei cuplului motor impuse de măsurile pentru asigurarea unui grad de reținere al scînteilor de 100%, a fost necesară experimentarea tobelor de eșapament în comparație cu situația echipării fără tobă, ridicîndu-se caracteristicile de turație la plină sar-

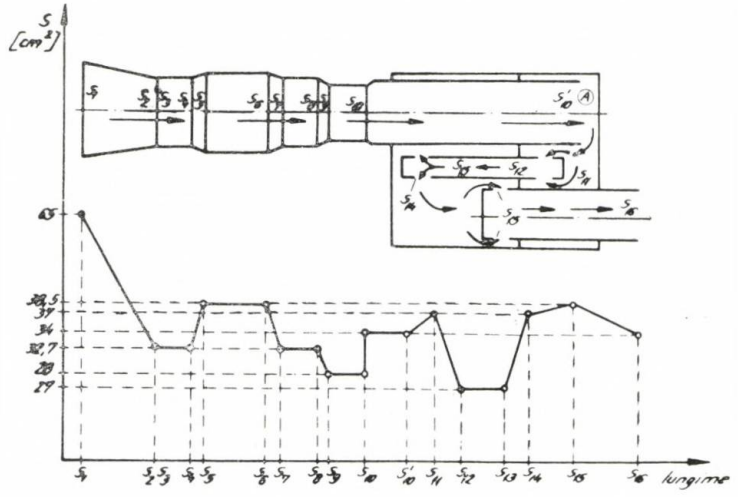


Fig. 5 Schma de principiu a tobei de eșapament verticale, varianta I, cu epurele de secțiuni aferente.

cină. Se face observația că tobele de eșapament au fost experimentate fără tubulaturile aferente. Pierderile, în regimul de putere nominală, sînt arătate în tabelul 2.

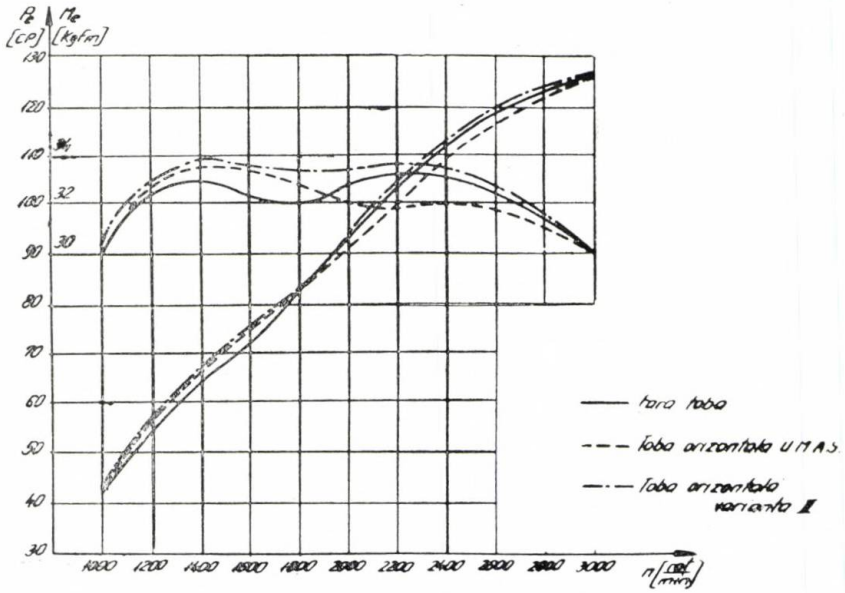


Fig. 6 Caracteristicile de turație la plină sarcină pentru trei situații de echipare a motorului.

Din tabelul 2 se desprinde concluzia că printr-o reproiectare judicioasă a tobelor, în vederea unui grad de reținere al scînteilor de 100% pierderile de putere pot fi micșorate pînă la valori de 1—1,5%.

Pierderile de putere și gradul de reținere al scînteilor pentru cinci tobe de eșapament

Tabelul 2

Nr. crt.	Tipul tobei de eșapament	Pierdere de putere %	Grad de reținere scînteie 100%
1	Orizontală de referință	— 0,0	nu
2	Verticală de referință	— 1,3	nu
3	Orizontală modificată (I)	— 0,7	da
4	Orizontală modificată (II)	+ 0,5	da
5	Verticală modificată (I)	— 1,5	da

Sub aspectul modificării alurii cuplului motor, un exemplu este arătat în figura 6, cu implicații asupra elasticității în funcționarea motorului.

Concluzii

— regimurile de încercare a motoarelor cu aprindere prin compresie, pentru efectul de parascînteiere, sînt cele de cuplu maxim precum și cele variabile;

— efectul de parascînteiere trebuie apreciat în mod obligatoriu prin cuplul tubulatură de evacuare-tobă de eșapament;

— avansul la injecție este recomandabil să fie aferent cifrei de fum maxime;

— adiționarea pulberii de cărbune din lemn mărește net severitatea încercării motoarelor;

— pierderile de putere admise prin realizarea unui grad de reținere al scînteilor de 100%, în situația tobelor de eșapament, se propun a se limita la valoarea 1÷1,5%.

— modificările aduse tobelor de eșapament sub aspectul parascînteierii pot duce la modificări a elasticității în funcționare;

— pe baza unor tobe de eșapament utilizate în R.S.R., prin modificări constructive s-au realizat variante cu grad de reținere al scînteilor de 100%.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cîrstea, I., Sian, A.:* „Studii privind realizarea corespunzătoare a eșapamentului tractorului în vederea reducerii zgomotului", Lucrări științifice — ICMA, 1970, vol. XV, pag. 233—246;

[2] *Bățagă, N.:* „Motoare cu ardere internă". Cursa postuniversitar, Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1973.

CZ :

Studii privind pelicula de ungere la lagărele paliere ale motoarelor diesel de tracțiune feroviară

Prof. dr. ing. Vasile **BERINDEAN** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara
Ing. A. **DOBRESCU** — inginer principal recepția CFR din I.C.M. Reșița
Șef lucr. ing. I. **SCHWEINERT**, asist, ing. A. **BARTL** — Institutul de subingineri Reșița

Introducere

Condiția principală pe care trebuie să o îndeplinească motoarele diesel de tracțiune feroviară este siguranța în funcționare. Aceasta depinde în mare măsură de lagărele arborelui cotit. Apariția motoarelor diesel cu puteri și turații ridicate a impus perfecționarea metodelor de proiectare și de execuție a lagărului cu alunecare. Teoria ungerii hidrodinamice stabilită de Reynolds și Striebek a fost dezvoltată de Sommerfeld, Vogelpohl, Sassenfeld și alții și aplicată pentru prima oară la lagărele cu încărcare nestaționară de Fränkel și Ott. Metode practice de calcul au fost recomandate de Hahn Holland, Eberhard, Lang și alții. In țara noastră Tipei, Manea, Constantinescu și alții au elaborat lucrări valoroase în domeniul ungerii hidrodinamice.

Tratarea teoretică a lagărului cu alunecare cuprinde un spațiu vast în literatura de specialitate, în schimb cercetările experimentale asupra lagărelor cu solicitări dinamice ale motoarelor diesel de tracțiune feroviară sînt puține la număr. Explicația constă în dificultățile ce apar la măsurarea parametrilor care determină procesul de ungere-frecare-uzură din lagăr.

In această lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra lagărelor de sprijin ale arborelui cotit al motorului diesel de tracțiune feroviară de 1540 KW, privind pelicula de ulei și temperatura cuzinetului.

Considerații teoretice care au stat la baza determinării grosimii peliculei de ungere și temperaturii cuzinetului

La lagărul cilindric cu alunecare, portanța filmului de ungere este determinată de poziția fusului în cuzinet. Această poziție este definită prin criteriul adimensional Sommerfeld, pentru un anumit raport l/d :

$$S_0 = \frac{p \cdot \Psi^2}{\eta \cdot \omega} \qquad (1)$$

în care :

p — este presiunea medie în lagăr ;
$\Psi = \frac{D-d}{D}$ — jocul diametral relativ ;
D, d — diametrul cuzinetului respectiv fusului ;
η — vîscozitatea dinamică ;
ω — viteza unghiulară ;
l — lungimea utilă a cuzinetului.

Variația presiunii medii în lagărul de sprijin în funcție de poziția arborelui cotit s-a determinat din diagrama indicată ținînd cont de forțele de inerție ale mecanismului motor și de decalajul la aprindere al cilindrilor apropiați, figura 1.

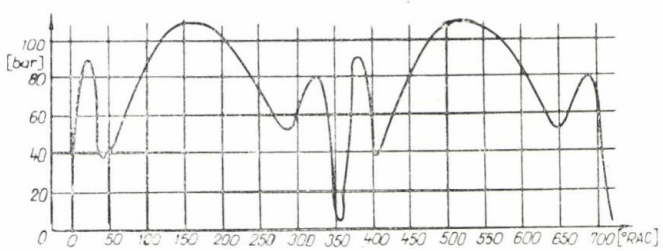


Fig. 1

In continuare s-a calculat criteriul Sommerfeld, considerînd temperatura filmului de ulei, respectiv vîscozitatea dinamică η — constante. Ca temperatură a filmului de ulei s-a considerat media temperaturii cuzinetului și a uleiului la intrare în motor. Cunoscînd criteriul S_0 s-au determinat pentru raportul $l/d = 0{,}44$, valorile excentricității relative $\varepsilon = \frac{2e}{D-d}$, în care e reprezintă excentricitatea absolută a fusului față de cuzinet [1].

Cu notațiile din figura 2, grosimea h a peliculei la distanța φ^0 de spațiul de ungere maxim, are expresia :

$$h = \frac{D-d}{2}(1 + \varepsilon \cos \varphi) \qquad (2)$$

Grosimea minimă a peliculei de ungere se realizează la $\varphi = 130°$ și se poate calcula din :

$$h_0 = \frac{D-d}{2} - e \qquad (3)$$

Variația grosimii peliculei de ungere calculată pentru $P_e = 154$ kw, $n = 750$ rot/min și regimul normal de temperatură a uleiului la

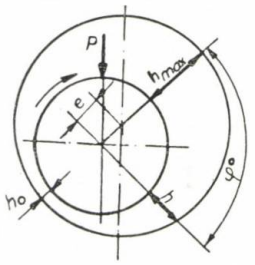


Fig. 2

intrare în motor de 70°C se prezintă în figura 3, comparativ cu valorile determinate experimental.

Temperatura cuzinetului s-a considerat egală cu a uleiului la ieșire și s-a calculat cu relația [1] :

$$\theta_c = \frac{6\eta l U^2}{\rho \cdot c \cdot Q_v \cdot \Psi} + \theta_i \qquad (4)$$

valabilă în cazul S_0<[1], în care :

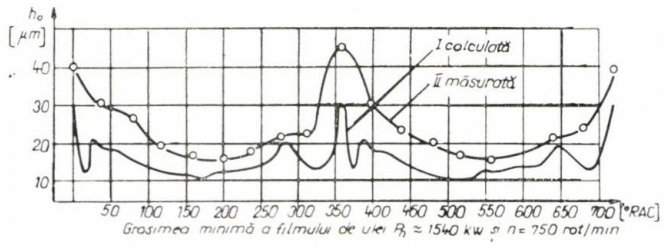


Fig. 3

U — este viteza periferică ;
ρ — densitatea uleiului ;
c — căldura specifică a uleiului ;
Q_v — debitul volumic de ulei
θ_i și θ_c — temperatura uleiului de intrare respectiv a cuzinetului.

Pentru puterea și turația nominală a motorului a rezultat $\theta_c = 82°C$, iar la mersul în gol $\theta_c = 76°C$, temperatura uleiului la intrare fiind $\theta_i = 70°C$. Debitul volumic de ulei s-a calculat cu ajutorul nomogramei din lucrarea [2].

Determinarea experimentală a grosimii peliculei de ungere și a temperaturii cuzinetului

Cercetările s-au făcut la lagărul palier nr. 4 al motorului diesel de 1540 kw în diferite regimuri de lucru. Pentru măsurarea grosimii filmului de ulei s-a folosit metoda electrică capacitivă. Semicuzinetul experimental a fost prevăzut cu o armătură de secțiune circulară pe suprafața de alunecare, izolată electric de acesta. Capacitatea condensatorului format între această armătură și fus variază în timpul unui ciclu odată cu modificarea grosimii peliculei de ungere. Măsurarea și înregistrarea acestei variații și a capacității parazite a cablului de legătură s-a făcut cu o punte RLC și un osciloscript.

Verificarea preciziei măsurării și înregistrării s-a făcut prin ridicarea manuală a fusului din poziția de contact cu suprafața cuzinetului, măsurînd cursa pe cale electrică și cu un micrometru cu ceas comparator cu diviziunea de 1 μm.

Pentru stabilirea rapidă a apariției sau dispariției filmului de ungere, s-a marcat pe oscilogramă linia de scurt circuit. Devierea spotului care a înregistrat capacitatea variabilă, pînă la linia de scurtcircuit a semnalizat întreruperea filmului de ulei. În figura 4 se prezintă o diagramă în care se vede variația capacității dintre fus și cuzinet și capacitatea parazită a cablului de legătură, în două regimuri de lucru stabilizate.

În diagrama din figura 5 se prezintă începutul și sfîrșitul unei lansări la temperatura uleiului la intrare, 47°C. Variația capacității astfel înregistrate ca în figurile 3 și 4 a permis determinarea grosimii peliculei de ungere la locul de solicitare maximă al semicuzinetului inferior.

Curba de variație a grosimii peliculei, obținută experimental pentru regimul de putere și turație nominală și temperatura uleiului la intrare în motor de 70°C, se redă în figura 3. Se constată că grosimea minimă a peliculei este decalată față de PMS și valorile măsurate sînt comparabile cu cele obținute prin calcul.

Pentru măsurarea și înregistrarea temperaturii cuzinetului și a uleiului la intrare în motor, s-au folosit termocupluri miniaturizate. Acestea au fost plasate la circa 0,2 mm sub stratul de glisare în zona respectivă a semicuzinetului inferior. Semnalul oferit de termocupluri s-a transmis la buclele osciloscriptului ceea ce a permis înregistrarea temperaturilor menționate, simultan cu grosimea peliculei de ungere.

Teoretic, temperatura în filmul de ulei variază cu grosimea peliculei de ungere. Diagramele înregistrate n-au scos în evidență acest lucru din cauza inerției termice mari prin prezența frecării uscate, apoi scade și se stabilizează la o valoare care depinde de regimul de lucru. În ce privește temperatura uleiului la intrare (curba 7), de asemenea,

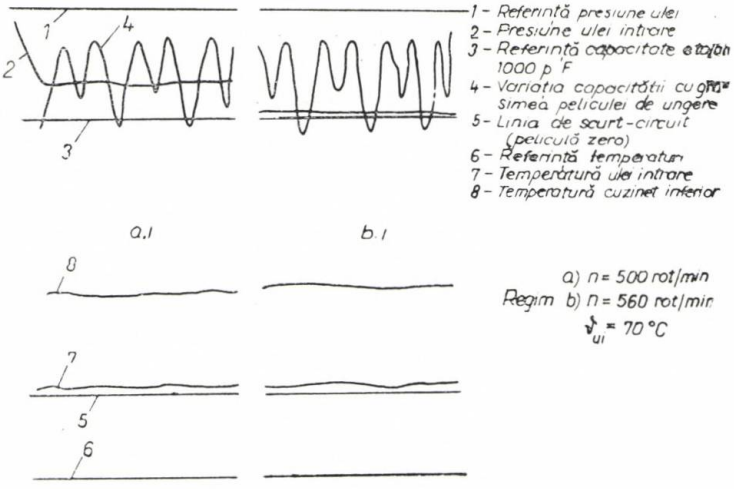


Fig. 4

a cuzinetului, a cărui temperatură s-a măsurat și care nu variază atît de rapid ca cea a filmului de ulei în timpul unui ciclu motor.

Termocuplurile folosite (executate în laboratorul I.S.R.) au avut o sensibilitate bună, reușind să sesizeze variațiile de temperatură la schimbarea regimurilor de lucru. Din diagrama prezentată în figura 4 se observă că înainte de a se produce ridicarea fusului de pe cuzinet (la lansare) temperatura cuzinetului crește puțin (curba 8), ceea ce se explică apare o variație a temperaturii în momentul lansării, după care se stabilizează la o valoare dependentă de regimul de lucru.

Comportarea peliculei de ungere în regimuri tranzitorii și stabilizate cu luarea în considerare a parametrilor de influență

Obiectivul principal al cercetării experimentale a fost să determine comportarea lagărului palier în condiții de funcționare, greu

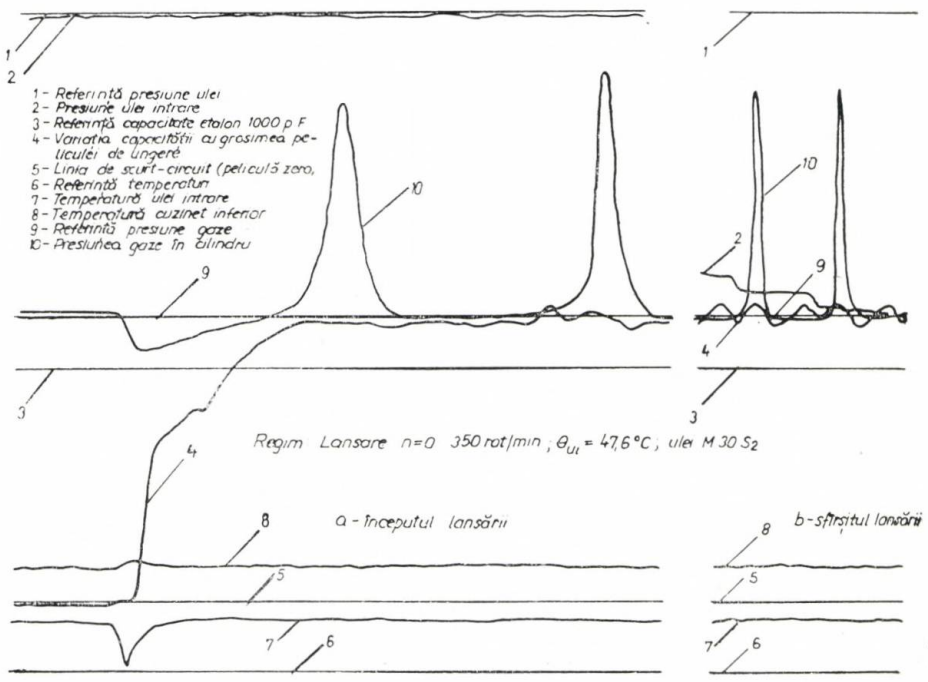


Fig. 5

sau aproape imposibil de tratat pe cale teoretică. Condițiile deosebite luate în considerare au fost :

— lansarea și oprirea motorului ;
— schimbarea rapidă și lentă a încărcării motorului ;
— funcționarea motorului la turația critică ;
— creșterea rapidă a turației pînă la turația maximă admisă ;
— efectul preungerii cuzineților ;
— efectul slăbirii cuzinetului în locașul lagărului.

Din interpretarea valorilor măsurate a rezultat că procesul de frecare uscată este inevitabil în timpul lansării, dar durata lui este foarte scurtă. La oprirea motorului în multe cazuri, contactul între fus și cuzinet se produce după oprirea fusului. În regimurile tranzitorii lente nu apare frecarea uscată, în schimb la regimurile tranzitorii rapide și la turația critică a motorului, pelicula de ulei este instabilă. Slăbirea cuzinetului în lagăr, realizată în mod voit, a avut efecte negative evidente asupra comportării cuzinetului. În această situație pelicula de ungere a devenit instabilă, iar temperatura cuzinetului după lansare a fost mai mică decît a cuzinetului vecin și apoi a început să crească rapid depășind cu peste 10°C temperatura cuzinetului cu care s-a comparat.

Concluzii

— în regimuri stabilizate și în cele tranzitorii executate instrucțional, la temperatura normală de lucru, lagărul cercetat lucrează în domeniul ungerii lichide ;

— slăbirea cuzinetului în lagăr înrăutățește în mod evident procesul de ungere și prin aceasta pune în pericol funcționarea lui ;

— metoda de cercetare experimentală permite studierea unor condiții de lucru ale motorului, care nu se pot trata pe cale teoretică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vogelpohl, G.* : Betriebssichere Gleitlager, vol.I Springer-Verlag, Berlin, 1967.

[2] *Holland, J.* : Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrenungskraft maschinen. VDI Fors. H475 pag. 1—31/1969.

CZ :

Asupra posibilităților de diminuare a poluării produse de motoarele diesel în perioada de pornire, prin reducerea coeficientului excesului de aer

Șef lucrări, ing. Tiberiu **CARPIUC** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

Generalități

Procesele ce decurg într-un motor cu ardere internă au un caracter complex, rezultate elocvente putîndu-se obține în primul rînd pe cale experimentală. În motoarele diesel, unde procesul de ardere se desfășoară într-un mediu eterogen, dificultățile ce apar la stabilirea teoretică a unor dependențe cantitative sînt și mai mari. Abordarea studiului comportării motorului în regimul de pornire, cînd evoluția proceselor din cilindru este nestaționară, reclamă — evident soluționarea unor dificultăți suplimentare. Rezultatele obținute din cercetările experimentale pot fi utilizate pentru generalizări și interpretări teoretice, numai după o prealabilă verificare a reproductibilității.

Pentru reducerea emisiilor poluante în perioada de pornire a motoarelor diesel, ca metodă eficientă s-a dovedit reducerea coeficientului excesului de aer prin preîncălzirea aerului aspirat [1], [2], [3], [4]. De menționat că încercările de reducere a excesului de aer prin perfecționarea formării amestecului, odată cu creșterea temperaturilor conduc la mărirea considerabilă a emisiei de oxizi de azot [1], în regimuri de sarcină.

Creșterea temperaturii aerului la începutul cursei de comprimare, conduce la îmbunătățirea posibilităților de dirijare a procesului de ardere și scurtează totodată durata regimului tranzitoriu în perioada de pornire. Măsura preconizată conduce, în anumite condiții, și la eliminarea greutăților privind pornirea motoarelor Diesel pe timp rece.

Preîncălzirea încărcăturii din cilindru poate fi realizată practic, fie prin recuperarea parțială a căldurii conținute de gazele de evacuare, fie prin utilizarea unei instalații cu flacără în galeria de admisie. Ultima variantă reclamă un consum suplimentar de combustibil. Stabilirea procesului optim este posibilă numai prin cercetări experimentale.

Aspecte teoretice ale influenței preîncălzirii aerului la aspirație asupra coeficientului de exces de aer

Tratarea problemei enunțate la cazul general presupune folosirea concomitentă a preîncălzirii prin schimbătoare de căldură de suprafață, instalație de pornire cu flacără și recircularea parțială a gazelor de evacuare (schimbător de căldură prin amestec).

Notînd :

$$\chi_f = \frac{B_f \cdot L^f_{\min}}{B \cdot L_{\min}}$$ — coeficientul ce apreciază consumul relativ de aer pentru generarea flăcării, din (2) rezultă :

$$\lambda = \frac{D_a}{B \cdot L_{\min}} \cdot \frac{1}{1 + \chi_f + \frac{B'}{B}} \qquad (3)$$

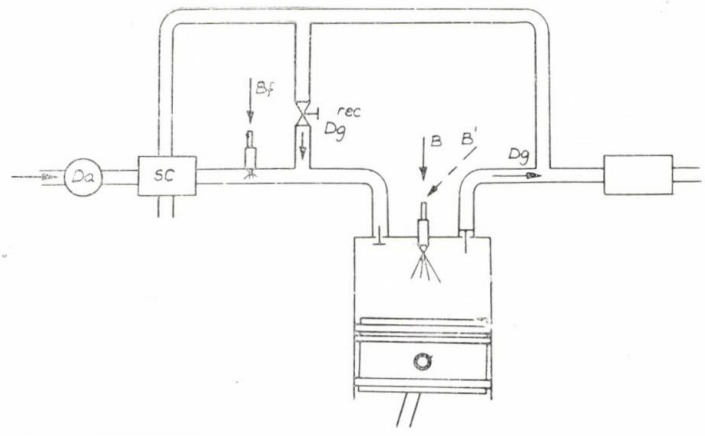


Fig. 1 Schema generală

Schema generală pentru cilindrul unui motor diesel prevăzut cu anexele menționate are următoarea expresie (figura 1) :

$$D_a + B_f + D_g^{rec} + B = D_g \ [\text{kg/h}], \qquad (1)$$

în care :

D_a — debitul de aer, [kg/h] ;

B_f — consumul orar de combustibil al arzătorului ce generează flacăra în galeria de admisie, [kg/h] ;

D_g^{rec} — debitul de gaze arse recirculate, [kg/h] ;

B — consumul orar de combustibil al motorului, [kg/h] ;

D_g — debitul gazelor de evacuare, [kg/h].

Efectul recirculării gazelor arse poate fi considerat ca realizabil prin arderea fictivă în cilindrul motorului a unei cantități suplimentare de combustibil B', cu excesul de aer λ corespunzător compoziției gazelor de evacuare. Cu aceasta, relația (1) devine :

$$\lambda \cdot [(B + B')L_{\min} + B_f \cdot L^f_{\min}] = D_a \ [\text{kg/h}], \qquad (2)$$

unde :

λ — coeficientul excesului de aer al motorului ;

$L_{\min}$, $L^f_{\min}$ — cantitățile stoichiometrice de aer necesare arderii combustibilului diesel, respectiv celui utilizat la generarea flăcării, [kg/kg].

In mod uzual, gradul de recirculare a gazelor arse se apreciază prin raportul :

$$\chi_r = \frac{V_g^{rec}}{V_g} \qquad (4)$$

în care V_g^{rec}, V_g - reprezintă debitele volumice ale gazelor recirculate, respectiv al produselor de ardere, [m³/h].

Pentru combustibil diesel cu model cetenul, între mărimile X_r, X_f și consumul „fictiv" de combustibil B' se deduce următoarea dependență :

$$B' = \frac{\chi_r \cdot B(1 + \chi_f)}{(1 - \chi_r) + \frac{0{,}0692}{\lambda}}, \ [\text{kg/h}] \qquad (5)$$

Păstrînd definiția uzuală a coeficientului de umplere :

$$\eta_v = \frac{G_{\text{real}}}{G_{\text{teor}}} \qquad (6)$$

unde G_{real}, G_{teoretic} sînt cantitățile reală, respectiv teoretică a încărcăturii din cilindru la începutul cursei de comprimare, [kg] și notînd

$$\frac{G_{\text{teor}}}{B \cdot L_{\min}} = \lambda_{\max}, \qquad (7)$$

din (3), (5), (6) și (7) rezultă în final :

$$\lambda = \lambda_{max} \cdot \eta_v \frac{1}{1+\mathcal{X}_f}\left[1 - \frac{\mathcal{X}_r}{1+\frac{0{,}0692}{\lambda}}\right] \quad (8)$$

λ_{max} este un coeficient al excesului de aer maxim teoretic ; el este o funcție de motor și de reglare a sistemului de injecție.

Relația (8) exprimă cantitativ influențele diverselor moduri de preîncălzire a aerului asupra coeficientului λ. Termenul $\frac{0.0692}{\lambda}$ exprimă efectul măririi excesului de aer datorat faptului că gazele recirculate conțin oxigen. Neglijarea acestui termen introduce însă o eroare sub 2% și linearizează ecuația (8). Relația dedusă permite discutarea oricărei combinații a metodelor amintite de preîncălzire a aerului aspirat în motor. De menționat că dacă determinarea coeficientului de umplere are la bază măsurarea aerului aspirat, atunci efectul recirculării unor gaze inerte pentru arderea combustibilului este înglobat în aceasta.

Rezultate experimentale

Figurile 2—4 prezintă unele rezultate experimentale * obținute de autor pe un motor diesel cu cameră de turbionare. Sînt redate modificările emisiilor poluante în regimul de pornire a motorului pentru substanțele cu toxicitate relativă mare [5]. Semnificația notațiilor în figurile 2—4 este următoarea :

1 — regim normal de funcționare ;
2 — preîncălzirea aerului cu recuperator de căldură ;
3 — utilizarea unei instalații de generare a flăcării în galeria de admisie ;
4 — combinarea variantelor 2 și 3 ;
5 — preîncălzirea încărcăturii proaspete prin recircularea parțială a gazelor de evacuare.

Se remarcă faptul că emisia de aldehide scade în general odată cu micșorarea lui λ. Alura curbei 5 din figura 2 se explică prin

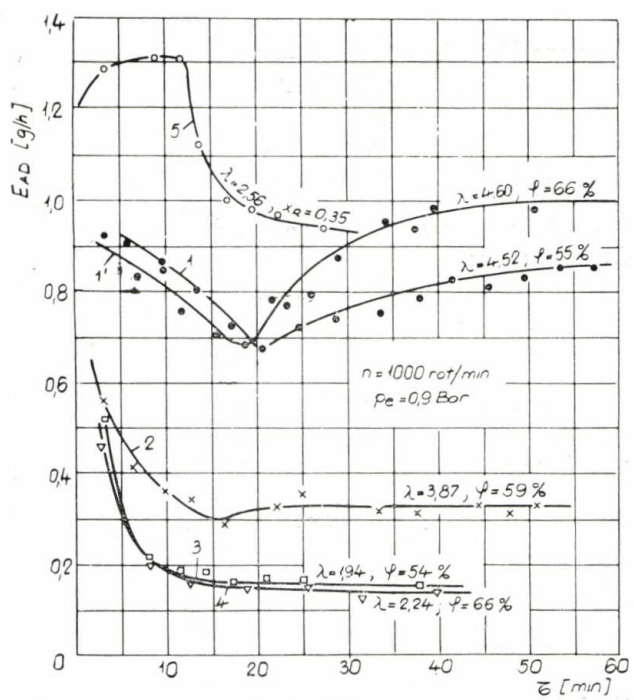


Fig. 2 Emisia de aldehide

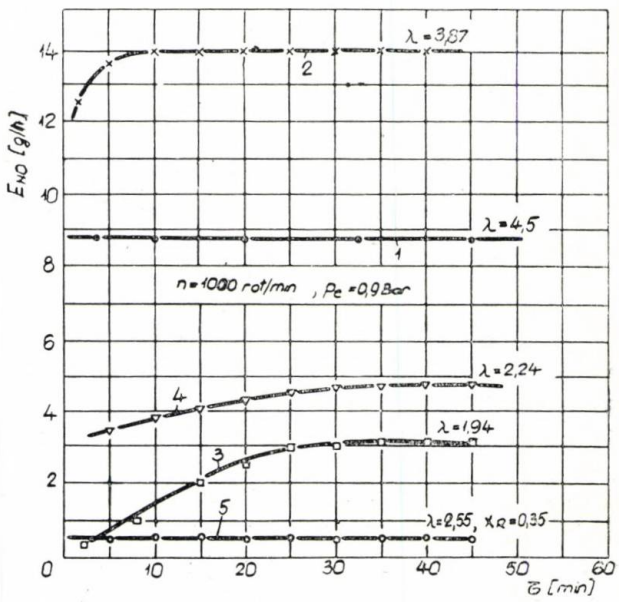


Fig. 3 Emisia de monoxid de azot

efectul de „răcire' al recuperatorului, menținut în circuit și pentru cazul recirculării gazelor.

Cu excepția variantei 2, emisia de monoxid de azot este substanțial diminuată prin metodele de preîncălzire utilizate. Alura curbelor 2, 3 și 4 dovedește faptul că numai temperatura de preîncălzire a aerului la aspirație nu constituie un factor hotărîtor în mecanismul de formare a monoxidului de azot. Temperatura încărcăturii la aspirație în cazurile 3 și 4 a fost în medie de 350°C, pe cînd în cazul 2 nu s-a putut depăși 100°C.

Reducerea importantă a coeficientului excesului de aer apropie, chiar și pentru mersul în gol, funcționarea motorului la limita de fum. Figura 4 sintetizează rezultatele măsurătorilor privind emisia de funingine la turația $n = 2000$ rot/min. A fost aleasă această turație întrucît ea oferea condițiile cele mai favorabile formării funinginii, datorită reglajului pompei de injecție.

* Măsurători efectuate în laboratorul de mașini termice, director Dr. ing. E. Mühlberg, T. H. Darmstadt, R.F. Germania

Se remarcă faptul că, prin utilizarea în galeria de admisie a unui arzător cu funcționare bună (varianta 4), nu se afectează prac-

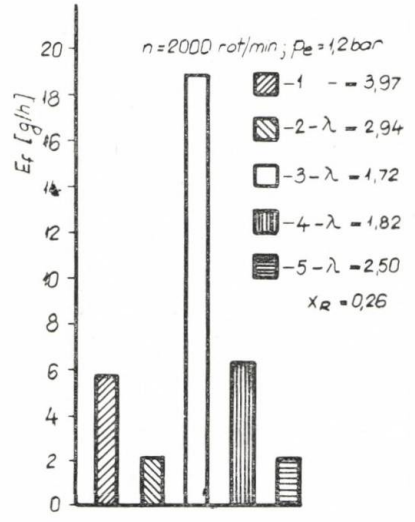


Fig. 4 Emisia de funingine

tic emisia de funingine. În restul cazurilor, micșorarea lui λ a condus, nu cum era și de așteptat, la scăderea emisiei de funingine.

La turația $n=1000$ rot/min, nu s-a putut pune în evidență o modificare sensibilă a emisiei de funingine prin preîncălzirea aerului la aspirație.

Concluzii

Din metodele analizate, preîncălzirea aerului în perioada de pornire la rece a motorului prin utilizarea unei instalații de generare a flăcării (3 și 4) a condus la cea mai pronunțată micșorare a lui λ — și totodată — la diminuarea considerabilă a emisiilor poluante. Consumul suplimentar de combustibil este contractat de reducerea cu peste 50% a duratei regimului tranzitoriu la pornire. Utilizarea unor instalații de pornire funcționînd cu combustibil gazos lichefiat, pentru autovehicule cu motoare diesel (mai ales în perioada rece), constituie o metodă de perspectivă în combaterea poluării mediului înconjurător.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mühlberg, E.:* „Gliederung , Bilder und Tabellen zur Vorlesung Verbrennungkraftmaschinen, Darmstadt, 1974.

[2] *Fortnagel, M.:* „Verminderung der Scadstoffemission an einem Wirbelkammer Dieselmotor durch Abgasturboaufladung und Abgasrückführung, Dissertation, 1973, Darmstadt.

[3] *Schumann, R.:* „Verbrennungstechnische Entwicklungsarbeiten beim Daimler-Benz-Vorkammer Dieselmotor für Personenwagen", MTZ, Heft 9, 1973.

[4] *Urlaub, A., Müller, E.:* „Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Frage der Abgasqualität von M-Dieselmotoren", MTZ, Nr. 10, 1973.

[5] *Carpiuc, T.:* „Influența recirculării gazelor arse asupra emisiilor poluante în perioada de pornire a motoarelor diesel," lucrare comunicată la a II-a Conferință națională privind construcția, fabricația și exploatarea atuovehiculelor și tractoarelor, 26—27 noiembrie 1976, Brașov.

TÎRGUL INTERNAȚIONAL DE LA LEIPZIG

Ediția de toamnă

Ediția de toamnă a prestigioasei manifestări de comerț internațional de la Leipzig a avut loc, în acest an, între 3 și 10 septembrie, pe o suprafață expozițională de 380 000 m^2, cu peste 6000 de expozanți din 50 de țări, vizitată de trimiși din peste 100 de țări. Începînd cu acest an, au fost puse la dispoziție săli pentru sesiuni și comunicări pentru 2600 de persoane; de asemenea în noul complex de construcții al Universității Karl Marx, sub forma unui centru de informații al tîrgului, au funcționat unități de service specific, cum a fost centrul de presă, birouri de tîrg ale agențiilor comerciale străine, un centru de întîlnire a delegațiilor străini.

Profilul expozițional al tîrgului de toamnă din acest an a fost dominat de prezentarea de bunuri de larg consum și de investiții. Exponatele au fost grupate în sensul unor tîrguri specializate, de ex.: chimie și instalații pentru industria chimică, inclusiv produse agrochimice și utilaje pentru prelucrarea materialelor plastice, reunind expozanți din peste 20 de țări; de asemenea, mașini textile, mașini pentru încălțăminte, cu o grupă de specialitate privind tehnica textilă avansată, cu expozanți din 20 de țări; vehiculele rutiere expuse de firme din 15 țări. De mare interes, mai cu seamă pentru specialiști, s-au dovedit raioanele de tehnică medicală, mașini poligrafice și mașini de prelucrare a lemnului.

Cele 20 de domenii ale tîrgului de bunuri de consum au fost concentrate pe o suprafață expozițională de 130 000 m^2 și s-au caracterizat printr-o largă participare internațională. Unul din aceste domenii era constituit din aparate menajere.

Participarea la tîrg a întreprinderilor din R.D. Germană a ilustrat, prin standurile lor, evoluția permanent ascendentă a economiei naționale a acestei țări; o serie de produse din domeniul bunurilor de larg consum și al utilajelor de investiții au fost prezentate de firme cu renume pe piața mondială cum sînt: Invest-Export, Unitechna, Transportmachinen Export-Import, Wiratex și altele. Au fost prezente prin birouri de tratative și firme care au expus în cadrul tîrgului de primăvară, cum sînt Robotron Export-Import, Maschinen-Export și altele.

Dintre cele 11 țări socialiste participante în acest an, cel mai mare volum de prezentare l-a manifestat U.R.S.S., cu o expoziție colectivă pe o suprafață de 12 000 m^2. Cele 25 de întreprinderi de comerț exterior sovietice au înfățișat programul de producție al mai multor sute de întreprinderi industriale.

Din țările în curs de dezvoltare au participat expozanți din India, Pakistan, Iran, Siria, Liban, Maroc, Brazilia, Mexic și Ecuador. Din 25 de țări capitaliste industrializate și din Berlinul Occidental au participat aproape 1500 de expozanți, printre aceștia fiind concerne cunoscute, centrale industriale naționale, societăți de export și import, bănci, cum și numeroase întreprinderi de mărime medie. Au avut standuri de informare Franța, Italia, Anglia, Suedia, Austria, Belgia, Olanda și, pentru prima dată, Finlanda. Ministerul Comerțului din Marea Britanie a organizat expoziții colective pe domenii, cu participarea unor întreprinderi de vîrf din țară, de exemplu în domeniul mijloacelor de transport rutier și al tehnicii medicale; Ministerul Comerțului din Statele Unite ale Americii a organizat o astfel de expoziție în domeniul instalațiilor pentru industria chimică.

Cu ocazia tîrgului de toamnă au avut loc un simpozion internațional și cicluri de comunicări, de ex. pe tema „Mașini de mare randament pentru prelucrarea materialelor plastice", „Instalații pentru industria chimică", „Vehicule rutiere" și „Tehnica medicală".

În domeniul utilajelor pentru prelucrarea materialelor plastice s-au evidențiat în special noutățile purtînd marca TRUSIOMA ale firmei VEB Plast — und Elastverabeitungsmaschinen — Kombinat Karl-Marx-Stadt din R. D. Germană, prezentate de întreprinderea de comerț exterior Unitechna: prese de injecție, prese de extrudare, linii de extruziune, mașini de preparare și instalații cu mori circulare. Aceste produse, reprezentînd noutăți în premieră mondială la această ediție a tîrgului de la Leipzig, sînt caracterizate prin manevrabilitate și deservire ușoare, perturbări minime ale mediului înconjurător, adaptare optimă la condițiile de lucru.

Astfel, este noua presă perfecționată Ku ASY 100/25 W și tipul Ku ASY 160/50 care prelucrează materialele plastice la un punct înalt de vîscozitate, ceea ce reprezintă o tendință care se va accentua și mai mult în anii următori. Datorită creșterii cuplului motor de la 245 Nm la 383 Nm față de KuASY 150/50, această presă poate prelucra materialele plastice cu vîscozitate mare și care se mulează greu, precum policarbonații, poliamidele întărite cu fibre de sticlă, PVC dur etc. Această sporire a vitezei de bază a mașinii, în gol, permite de ex. creșterea productivității cu circa 15% în cazul realizării de produse cu pereți subțiri.

Noua presă cu injecție KuASY 400/100, cu comandă electrică, realizată de VEB Werkzeugmaschinenfabrik este universală și poate fi folosită pentru fabricarea pieselor turnate din plastomeri, elastomeri și duromeri, cu productivitate și rentabilitate ridicate. Este executată în sistem modular și dotată cu numeroase subansamble care îi permit adaptarea la diverse utilizări. Cursa în gol de 1,9 s și reglajul continuu îi conferă o productivitate ridicată.

Un element de noutate constă în amplasarea pe aceeași axă a cilindrului de plastifiere, a vasului de injecție și a dispozitivului hidraulic. Noul sistem hidraulic cu care este dotată are mers silențios. Datorită unei combinații ingenioase a 3 pompe, debitul lor poate fi ales dinainte conform necesităților. Presiunile și vitezele importante sînt reglate în mod continuu. Mărimea cursei și cantitatea de material de plastifiat, împreună cu un cuplu mare al melcului, îi conferă productivitate ridicată și cîmp lung de utilizare.

Noua presă KuASY 1400/250 a întreprinderii Plastmaschinen-werk Freital a fost executată pe baza modelului cunoscut KuASY 800/250, cu modificarea parametrilor și a detaliilor mai importante, în funcție de tendința actuală. Astfel, a fost consolidat blocul de injecție și a fost schimbată concepția comenzii hidraulice centrale.

O a doua pompă contribuie la creșterea debitului. Comanda electrică este fără contacte. Partea recepționează semnalele cuprinde o casetă electronică și fișe. Mașina este echipată în plus cu protecție în caz de pană și cu întrerupător de siguranță.

Cea mai mare mașină de serie, KuASY 16000/160 dispune de o forță de strîngere de 1600 tf și o valoare a cursei maxime de 16 000 cm^3. Ceea ce caracterizează dispozitivul de închidere este transmiterea directă a forței datorită modului de amplasare a cilindrilor față de coloane și de elementele de închidere mecanică; rezultatul acestei concepții a fost reducerea substanțială a ma ei în comparație cu alte dispozitive de închidere, prin reducerea lungimii. Vitezele mari pe care le poate avea port-matrița se datorează cilindrilor cu cursă rapidă. Faza de injecție se programează în trei trepte, fiecare dispunînd de trei viteze de injecție, iar presiunea ulterioară poate fi programată în 28 de trepte; astfel presa oferă o manevrare foarte ușoară. Presiunea de menținere se reglează tot în 28 de trepte.

Linia pentru fabricarea foliilor LFSI 1000 a întreprinderii Plastmaschinenwerk Schwerin produse folie extrudată, în manta de polietilenă de densitate mică și de lățimi de 300—1000 mm și grosime maximă de 0,2 mm, pliată în două.

Dispozitivul NEF 1000 FS 1 completează o linie tehnologică de fabricație pentru folie subțire cu lățimea maximă de 1000 mm pliată în două, lucrînd cu o viteză maximă de 40 m/min.

Întreprinderea VEB Erste Maschinenfabrik Karl Marx-Stadt a prezentat o mașină de extrudat cu două șuruburi, cu alimentare pe calandru, care prelucrează PVC moale, din pulbere, din amestec uscat sau aglomerat. Cu respectarea parametrilor indicați și în funcție de compoziție, se poate atinge un debit de 1500—2000 kg de PVC moale pe oră.

VEB Plasttechnik Greiz a expus un grup de melanjoare rapide MSHX 750.3/2000.1, un tip de mașină universală de mare productivitate pentru preparare. Debitul depinde de calitățile de PVC de prelucrat, de cantitate de plastifianți, materialele încărcăturii și de temperatura amestecului; în funcție de acești parametri poate atinge circa 900—1500 kg/h, la o cantitate de 200—290 kg de materii prime. Aceeași întreprindere a prezentat și o nouă instalație de transfer cu matriță verticală, pentru fabricația semiautomată a pieselor formate din spumă de poliuretan elastică sau rigidă, în sistemul de rece. Această instalație poate fi folosită în industria mobilei, de autovehicule, în construcție de refrigeratoare și în industria bunurilor de consum.

În afară de întreprinderile din R.D. Germană, în domeniul utilajelor pentru prelucrarea materialelor plastice, au mai expus întreprinderile de comerț exterior Techmașexport din U.R.S.S. și Polimex-Cekop din Polonia, firme din R. F. Germania: Reifenhäuser. Maschinenfabrik Werner și Pfleiderer, Kautex-Werke și Derma-Werke; din Danemarca: SIO Maskinfabriken AS; din Austria: Cincinnati Milacron și Gesellschaft m.b.H. d'Autriche; din Elveția: Barwell & Crowe A.C.

Utilajele pentru industria poligrafică au fost reprezentate prin exponatele întreprinderii Druckmaschinenwerk Leipzig care au făcut demonstrații privind tipărirea unei cărți: rotative offset cu bobine, echipate cu un dispozitiv de autolipire, cu reglarea marginilor și a tensiunii benzii, precum și cu un uscător cu ultraviolete cu zonă de răcire. Intreprinderea Druckmaschinenwerk Plamag Planen a prezentat tipărirea unui ziar pe mașina Rondoset Petit. Intreprinderea de comerț exterior din R.D. Germană Unitechna și VEB Polygraph Leipzig, Kombinat für polygraphische Maschinen und ausrüstungen au expus 16 mașini din domeniul tipografic.

Expoziția a fost concepută pe linii tehnologice: cărți, ziare, imprimare în culori de mare precizie; în aceste linii au putut fi vizionate în funcțiune produse ale diferitelor firme specializate în construcția de utilaje pentru industria poligrafică, utilaje combinate în diverse variante de instalații. Zentrales Projektierungsbüro Leipzig a prezentat o machetă la scara 1 : 100 înfățișînd activitatea sa referitoare la tipărirea manualelor școlare.

O expoziție comparativă de **utilaje moderne pentru industria textilă** a fost organizată cu expozanți din 20 de țări, în special cu mașini și instalații pentru filaturi, țesătorii și înnobilare. Astfel, au fost prezentate: Techmaşexport din U.R.S.S., Investa din R.S. Cehoslovacia, Varimex din Polonia, Maşinexport-import din România și Unitechna din R.D. Germană; din țările capitaliste: Campen Maskinfabrik (Danemarca), SALM, Matexfrance, ASA Europe (Franța), Rockwell-Rimaldi, Snamprogetti (Italia), Spencer Holland, Reece (Olanda), Dr. Tehrer (Austria), Textile Processing (Suedia), Zellweger Uster AG (Elveția), Barmag, Fleissner, Kannegieser, Pfaff, Kochs Adler (RFG). Parte 30 din produsele expuse de firmele din R.D. Germană au fost noutăți sau perfecționări. Printre utilajele din gama mașinilor de filatură, s-a remarcat în mod special perfecționat al mașinii de pieptănat 1603. Un interes deosebit au prezentat mașinile de tricotat circular din gama FR, de ex modelul 54808 FRJ, bine cunoscute pe plan modinal. Au fost expuse și diverse alte mașini, de ex.: de cusut „safety", de remaiat circulare, de tivit și brodat etc.

În acest fel, grupul specializat „Tehnici moderne în domeniul textilelor" a înfățișat noile tehnologii de obținere a firelor și a țesăturilor textile, precum și înnobilare și de prelucrare în confecții a textilelor; de asemenea, au fost prezentate utilaje pentru industria de încălțăminte.

Producători din 18 țări au expus pe o suprafață de 32 000 m^2 produsele lor în **domeniul autovehiculelor rutiere,** în special autovehicule utilitare, caroserii speciale cu utilizări multipe, pentru transportul rațional al mărfurilor și pentru întrebuințări edilitare. Ținînd seama de creșterea pe plan mondial a planului de transporturi rutiere, construcția de autovehicule din R.D. Germană a acordat o atenție specială problemelor de a se obține un raport cît mai eficient între sarcina utilă și greutatea totală, de a se realiza o întreținere cît mai ușoară și de a se spori durata limită de serviciu. Un exemplu în acest sens este camioneta Robur LO 3000. Industria de autovehicule a R.D. Germane este reprezentată pe piața internațională prin întreprinderea de comerț exterior Transportmaschinen Export-Import.

La expoziția din toamna 1978 de la Leipzig, în acest domeniu, au fost prezente firmele: Avtoexport din U.R.S.S., Pol-Mot din Polonia, Motahov din Cehoslovacia, Magürt din Ungaria, Auto-Dacia și Autoexportimport din România, Auto-Hrvatska Zagreb și Tomas Kaper din Iugoslavia, Geuses-LAG și Plasti-Bacten din Belgia, Daimler-Benz, Bosch, Magirus-Deutz, Opel, și Continental din R.F. Germania, Dunlop, Leyland International și DOT din Anglia, Fiat din Italia, Edbro din Olanda, Steyer-Daimler-Puch din Austria, Volvo din Suedia.

În domeniul prelucrării lemnului, au fost prezentate utilaje de prelucrare a lemnului, cum și instalații de fabricare și de transformare a aglomeratelor din deșeuri de lemn.

Industria de utilaj chimic a fost ilustrată prin participarea unor firme din 15 țări, care au demonstrat nivelul actual pe plan mondial al tehnicii în domeniul procedeelor chimice. Reprezentantul comercial al întreprinderilor constructoare de utilaj chimic din R.D. Germană este întreprinderea de comerț exterior Invest Export; exponatele lor au fost axate în principal pe complexele de prelucrare a petrolului. Au fost expuse, de asemenea, instalații și echipamente pentru industria sodei, cum și instalații pentru funcționarea aerului.

În domeniul **„Materiale agricole și pentru industria alimentară"** au fost prezentate soluții privind introducerea metodelor industriale în agricultură, utilaje și instalații pentru industria alimentară, iar în cadrul grupei specializate de „Tehnica ambalajelor" — mașini și instalații destinate ambalării raționale a mărfurilor.

Trebuie să subliniem în mod deosebit programul de manifestări tehnico-științifice pregătit de organizatori pentru specialiștii din producție și cercetare, care constituie un procent însemnat din rîndurile vizitatorilor tîrgului. Astfel, au putut fi audiate conferințele: „Mașini puternice pentru prelucrarea materialelor plastice", în cadrul grupului de specialitate „Mașini pentru prelucrarea materialelor plastice" și „Tehnici moderne în industria textilă", în cadrul grupului de specialitate cu aceeași denumire.

Ediția de primăvară

În 1979, Tîrgurile care se vor ține la Leipzig, în primăvară și în toamnă, vor prezenta realizările a 30 de ani de dezvoltare a Republicii Democrate Germane. Industria R.D.G. va prezenta produse de vîrf din domeniile bunurilor de investiții și al bunurilor de consum.

Țările CAER vor prezenta o gamă largă de produse pe care le oferă la export. Țările în curs de dezvoltare vor demonstra sporirea forței lor economice și dorința de lărgire a sferei relațiilor lor comerciale. Vor fi prezentate întreprinderi industriale, case de comerț și bănci din țările capitaliste care întrețin relații comerciale active cu țările socialiste.

Astfel, la Leipzig se prezintă un tîrg modern și de cel mai ridicat nivel tehnic, pentru toate ramurile economice, desfășurat pe o suprafață de mai mult de 340 000 m^2. Marea diversitate de instalații, utilaje și aparatură de cele mai noi tipuri este repartizată și grupată în sectoare profesionale, pe domenii și industrii.

La **Tîrgul din primăvara '79,** vor fi prezentate produse ale construcției de mașini și ale industriei electrotehnice și electronice; mașini-unelte fabricate în peste 20 de țări vor fi expuse pe o suprafață de circa 17 000 m^2; produsele construcției de mașini grele, ale construcției de instalații tehnologice și ale metalurgiei, provenind din 25 de țări, vor ocupa circa 40 000 m^2. Producători de renume din domeniul electrotehnicii și electronicii, din 25 de țări, vor ocupa o suprafață de 43 000 m^2. Grupuri de firme specializate vor ilustra prin participarea lor sectoarele cele mai dinamice ale tehnicii actuale. Vor fi expuse materiale de automatizare, de informatică, de ambalaj, de condiționare a aerului și o mare varietate de mașini speciale. Vor fi bine ilustrate și construcția de material rulant și construcția de nave.

Modul de organizare și prezentare de la Tîrgul din Leipzig permite o informare rapidă asupra produselor expuse, asupra datelor de piață și asupra evoluției

prețurilor privind numeroase firme din diverse țări, ceea ce reprezintă o bază importantă pentru negocieri fructuoase. Relațiile comerciale sînt sprijinite de multiplele activități ale tîrgului cum ar fi: „inventarul furnizorilor, informații de ordin financiar etc. În standuri, specialiștii se află la dispoziția vizitatorilor pentru explicații și demonstrații practice. Un bogat program științific și tehnic va furniza tehnicienilor informații privind nivelul de dezvoltare pe plan mondial și tendințele de viitor, experiența beneficiarilor avantajele productivității ridicate a noilor instalații și procedee.

Expunerea cuprinde, în anumite domenii, utilaje pentru operațiile aflate în amonte sau în aval de instalația prezentată, operații și utilaje legate direct de instalația sau produsul respectiv.

Astfel, în primăvara 1979, vor putea fi vizionate la tîrgul de la Leipzig:

— în construcția de mașini grele: instalații și utilaje pentru siderurgie, metalurgie și turnătorie, trefilerii și mașini de toronat, angrenaje industriale;

— utilaj minier și petrolier;

— mijloace de transport și ridicare, excavatoare, macarale, benzi transportoare, stivuitoare, utilaje de ridicat și stocat, containere, rezervoare și utilaje de transbordare;

— mașini-unelte și dispozitive diverse pentru prelucrarea metalelor;

— utilaje pentru industria alimentară și mașini de ambalaje și condiționare a aerului, echipamente pentru camere frigorifice și depozite;

— mașini agricole, instalații, tractoare, utilaje pentru silvicultură;

— din industria electrotehnică și electronică, automatizări: utilaje energetice, mașini și aparate electrice, cuptoare electrice industriale, cabluri, materiale electroizolante, echipamente pentru industria electrică și electronică; aparate de măsură, comandă și reglare electronice, mecanice și pneumatice, componente electronice, calculatoare de proces;

— utilaje și instalații pentru informatică și pentru tehnica de birou: dispozitive periferice, aparate de microfilmare și reproducere, duplicatoare, aparatură în sprijinul unei bune organizări;

— pentru telecomunicații și metrologie; elemente, aparate, instrumente de precizie electronice și de fizică nucleară; aparate de măsură și control;

— utilaje și linii de fabricație pentru prelucrarea sticlei și ceramicii;

— utilaje energetice, motoare diesel, turbine, cazane și instalații de încălzire, echipamente auxiliare pentru centrale electrice, pompe, compresoare;

— utilaje pentru construcții, construcții de drumuri, lucrul în subteran, cum si pentru industria materialelor de construcții, a instalațiilor sanitare, pentru protecția contra incendiilor;

— utilaje și instalații pentru sudare și tăiere;

— utilaje pentru tratarea suprafețelor, instalații pentru curățire, acoperiri de suprafață, galvanizare etc.;

— armături industriale, produse ale tehnicii hidraulice și pneumatice;

— tehnica ventilației și a frigului, instalații frigorifice și de încălzire;

— autovehicule diverse;

— material rulant, utilaje si instalații pentru construcția căii ferate, instalații mecanice și electrice pentru trafic feroviar;

— construcții navale, accesorii, elemente de construcție, instalații pentru traficul maritim și portuar;

— optică, aparate de fotografiat, de filmat, de protecție, camere de luat vederi, instumente optice;

— echipamente pentru laboratoare, aparate de măsura și control pentru laboratoare;

— aparate electrocasnice, distribuitoare automate, scule etc.

Abonați-vă
la revista

CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

1979

REALIZARI

de prestigiu ale construcției de mașini

DIN ROMANIA

Autoutilitara ARO-320

Caracteristici

- Formula roţilor :
  - 4 x 2 (tracţiune pe puntea spate) ;
  - 4 x 4 (tracţiune integrală)
- Motorul :
  - cu benzină : ARO L-25 - P_n = 75 CP
  - diesel : D - 127 - P_n = 65 CP
- Incărcătura utilă nominală :
  - pe şosea : 1 100 kg
  - pe teren : 800 kg
- Masa remorcabilă admisă (şosea) : 750 kg
- Viteza maximă : 105 km/h
- Dimensiunile de gabarit (L x l x I) : 5150 x 2 090 x 1 875 mm
- Dimensiunile utile ale benei (L x l) : 2490 x 1 690 mm

EXPO '79

PUBLICOM

București — Republica Socialistă România
Bd. N. Bălcescu 22
Phone — Téléphone — Fernruf : 14.75.35
Cables — Télégr. — Drahtanschrift : PUBLICOM
Telex : CAMROM 374

AGENȚIE DE PUBLICITATE PENTRU COMERȚ EXTERIOR

Agenția de publicitate pentru comerț exterior **PUBLICOM** invită specialiștii interesați să viziteze **expoziția internațională**

SUDURA '79

organizată la București în perioada 6 — 9 martie 1979

Prezenta invitație este valabilă pentru un număr nelimitat de specialiști

Pentru detalii privind firmele expozante, locul expoziției și orele de vizitare, vă rugăm să vă adresați la PUBLICOM, bdul. N. Bălcescu nr. 22, telefon 14.75.35 sau 15.47.07 / 95; 98

SIMPOZION 1979 ROMANIA

24-26 IX 1979

24 — 26 septembre 1979 — SALE DU PALAIS DE LA REPUBLIQUE SOCIALISTE DE ROUMANIE BUCAREST

LE VII-e SYMPOSIUM INTERNATIONAL DE METALLURGIE PHYSIQUE ET DES TRAITEMENTS THERMIQUES

En même temps et lieu

Exposition specialisée :

PROGRES ENREGISTRE DANS LE DOMAINE LA TECHNOLOGIE DE TRAITEMENTS THERMIQUES

La revue „CONSTRUCTIONS MECANIQUE PAR L'AGENCE DE PUBLICITE POUR LE COMMERCE EXTERIEUR PUBLICOM vous offre ses pages pour la publicité et la reclame de vos équipements.

133, Calea Victoriei
BUCAREST — ROUMANIE

24 — 26 September 1979 — Kongressaal der Sozialistischen Republik Rumänien Bukarest

VII. INTERNATIONALES SYMPOSIUM FÜR PHYSISCHE METALLURGIE UND THERMISCHE BEHANDLUNGEN

In der gleichen Zeit und an demselben Ort Fachausstellung :

FORTSCHRITTE IM BEREICH DER TECHNOLOGIEN UND ANLAGEN FÜR THERMISCHE BEHANDLUNGEN

Dié Zeitschrift „MASCHINENBAU" bietet Ihnen Ihre Seiten für Werbung und Reklame Ihrer Anlagen, durch unser Aussenhandelsunternehmen „Publicom an" :

Calea Victoriei No. 133
BUKAREST — RUMANIEN

September 24 — 26 th, 1979 — PALACE HALL OF THE SOCIALIST REPUBLIC OF ROMANIA — BUCHAREST

the VII-th INTERNATIONAL SYMPOSIUM OF PHYSICAL METALLWORKING AND THERMIC TREATMENTS

In the same time and place

Specialized display :

HEADWAYS IN THE FIELD OF TECHNOLOGICAL AND THERMICAL TREATMENT EQUIPMENT

Our specialized „MACHINE-BUILDING" magazine is at your disposal with advertising pages for your equipment :

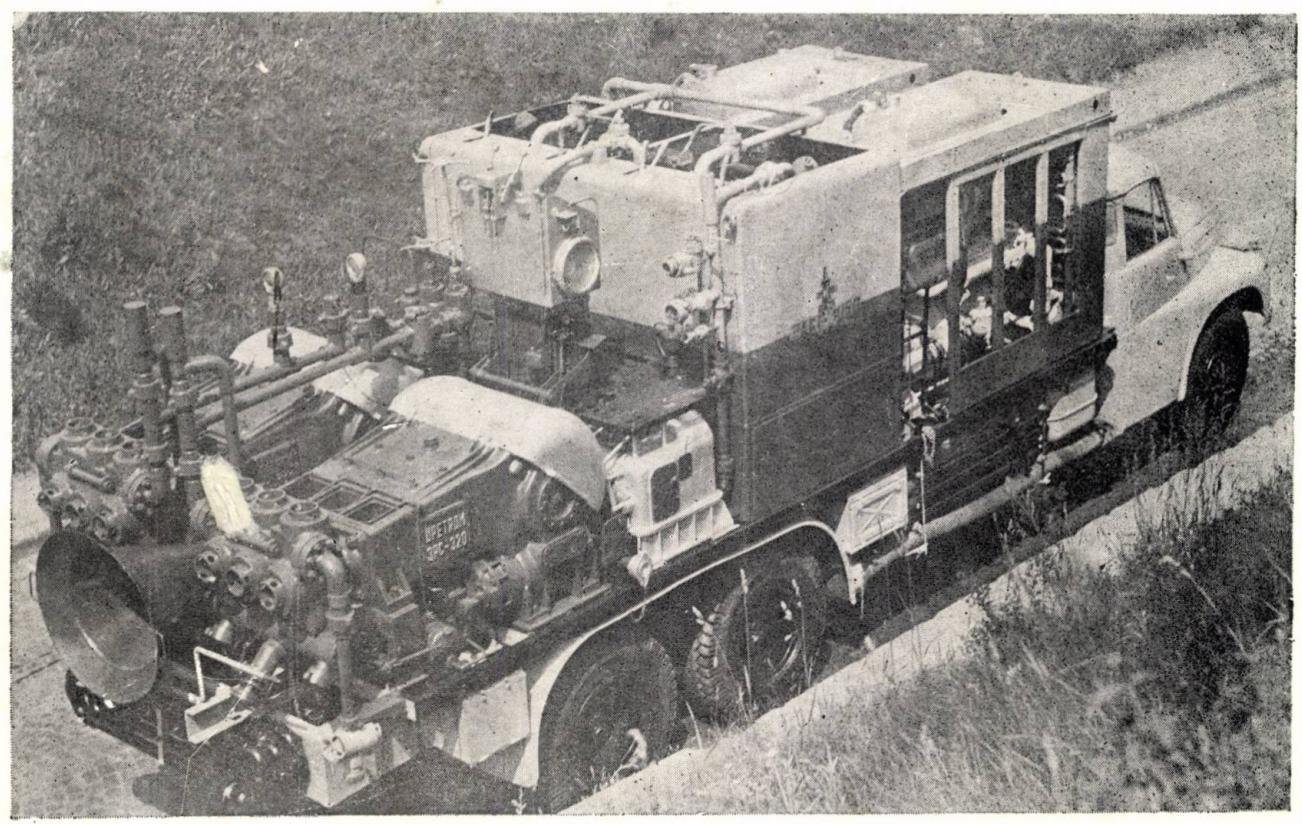
133, Calea Victoriei street
BUCHAREST — ROMANIA

by our foreign trade office „Publicom".

RÉALISATIONS
de prestige de la construction de machines
DE LA ROUMANIE

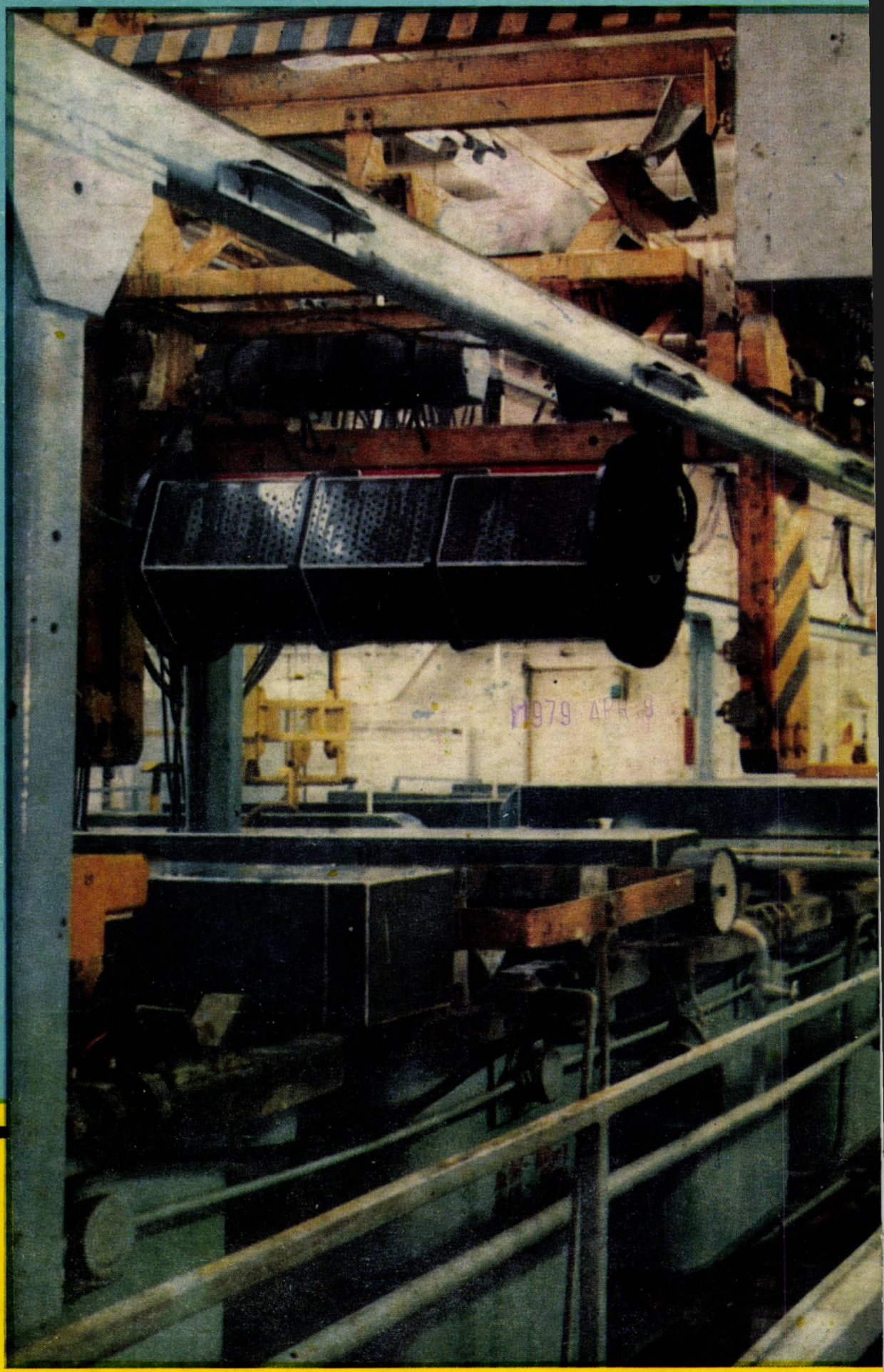
Groupe de cimentation
et de fissuration
2 ACF-1050

exécutée par les usines « 1 Mai » de Ploiești

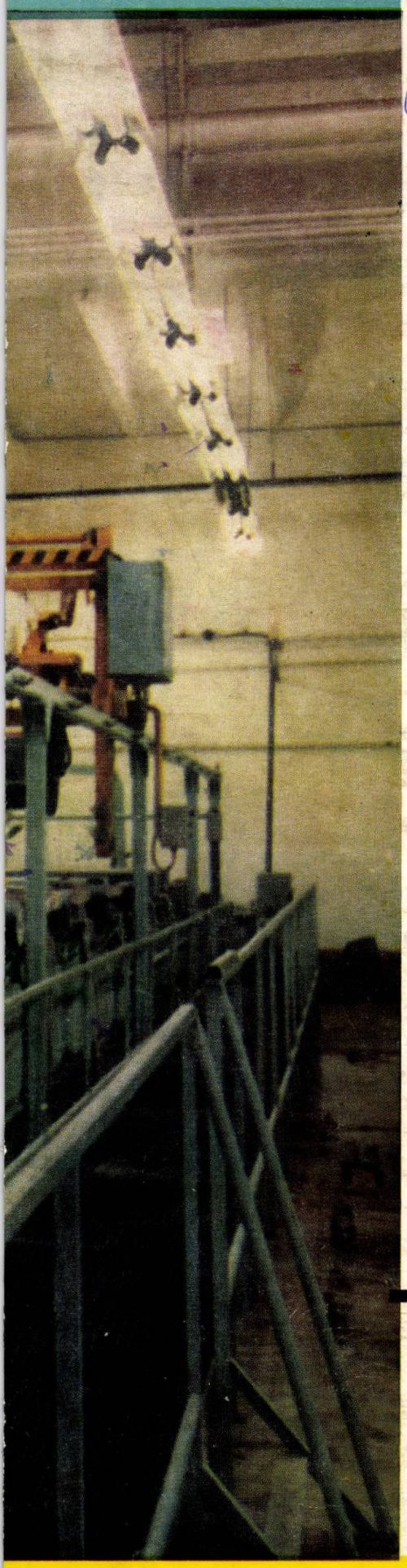


conçu en vue d'effectuer, aux puits de pétrole ou de gaz, les opérations spéciales qu'exige le pompage des fluides à grand débit et pressions très hautes

◇ Deux pompes triples à pistons de haute pression	
◇ Commandes	centralisées
◇ Puissance hidraulique	600 ch
◇ Pression de travail pour véhiculer des fluides à un début maximal	1 050 bars 85 l/sec
◇ Reservoir	4 000 l
◇ Mixer à jet a trois buses pour cimentation, capacité de préparation du ciment sec	100 t/h

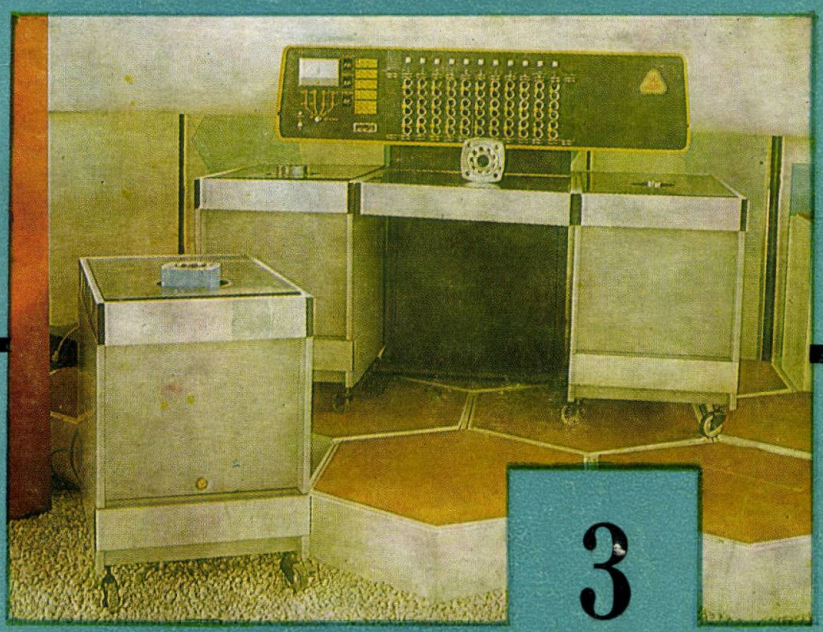

1979 APR 9

3249



REFERÂNTA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI



3

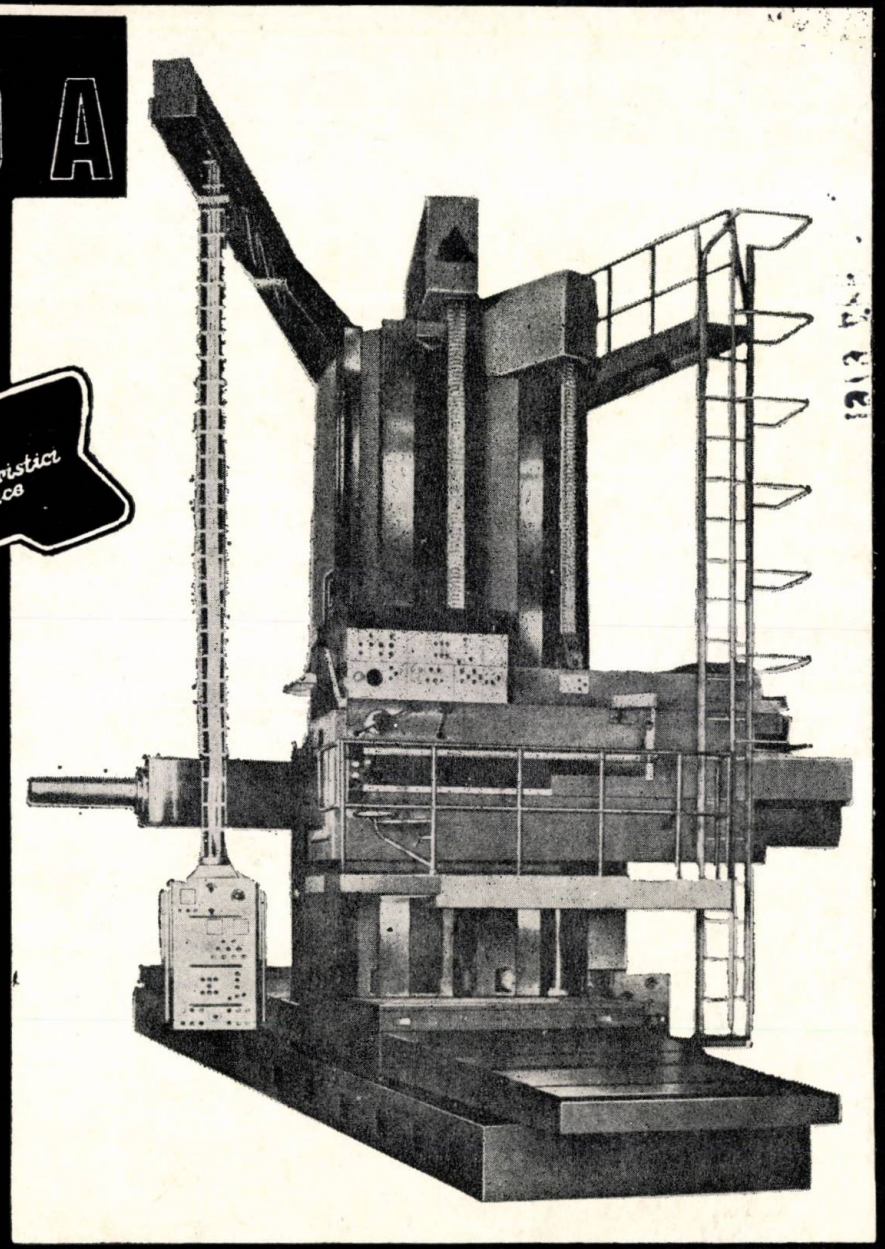
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXI ■ MARTIE ■ 1979

REALIZARI DE PRESTIGIU ALE CONSTRUCTIEI DE MASINI DIN ROMANIA

AFP.180 A

caracteristici tehnice

Diametrul arborelui de alezare, mm	180
Conicitatea arborelui de alezare	ISO 60
Dimensiunile pinolei, mm	420 x 420
Cursa longitudinală a arborelui de alezare (Z), mm	1 900
Cursa longitudinală a pinolei (W) mm	1 200
Cursa verticală a păpuşii (Y), mm	4 000
Cursa transversală a motorului (X), mm	5 150 + modulex 1 300
Numărul de viteze	6
Gama de viteze de rotaţie, rot/min	1, 6 - 800
Gama de avansuri de lucru pe axele X, Y, mm/min	0, 8 - 200
Avansul rapid pe axele X Y, mm/min	5 000
Gama de avansuri de lucru pe axele Z W, mm/min	0, 8 - 1 250
Avansul rapid pe axele Z, W, mm/min	3 150
Puterea nominală a motorului principal (c.c.), kW	60 - 75
Greutatea maşinii, kg	96 000
Dimensiunile de gabarit: LxlxI mm	16 000x4 000x8 000



1979 APR 12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 3, MARTIE, 1979

CUPRINS

BĂNICĂ, P. :	Aspecte teoretice și experimentale cu privire la realizarea și dezvoltarea motoarelor diesel răcite cu aer.	137
GAIGINSCHI, R., TIRER, N. :	Calculul formei și evoluției jetului de combustibil injectat direct în camera de ardere a motorului cu ardere internă.	143
THEIL, H., BEJAN, I., NEACȘU, E. :	Contribuții la studiul comparativ al performanțelor unor diferite tipuri de răcitoare de ulei tubulare cu manta.	148
NICA, A., PASCOVICI, M.D. :	Modele experimentale pentru studiul lagărelor motoarelor termice cu piston.	152
PETRESCU, D., ABĂITĂNCII, D., VLĂDĂREANU, V., SCHUSTER, R. :	Contribuții privind studiul gripajelor în cilindri la motoarele diesel, cu aplicație la motorul 797—05.	157
MÂNEA, G. :	Asupra prelucrării suprafețelor plane ale motoarelor termice, cu freze frontale cu dinți demontabili armați, cu ascuțire continuă.	161
MARINA, M., KOVÁCS, F. :	Considerații asupra corelației dintre legea de mișcare impusă supapei și starea de solicitare a elementelor mecanismului de distribuție.	163
CARAMAVRU, N. :	Cercetări experimentale privind posibilitatea injectării în două etape a combustibilului ușor la motorul diesel.	166
MĂRĂCINEANU, I. :	Metodă numerică de calcul al stratului limită laminar pe o suprafață plană.	170
APOSTOLESCU, N., SFINȚEANU, D. :	Analiza erorilor la măsurarea prin termocupluri a temperaturilor cilindrului unui motor răcit cu aer.	173
BĂȚAGA, N., CĂZILĂ, AURICA, VANCEA, N.	Unele aspecte privind determinarea gradului de fum la motorul cu aprindere prin comprimare.	177
CARPIUC, T. :	Unele contribuții privind adaptarea metodei M.B.T.H. de determinare a emisiilor de aldehide la motoarele cu ardere internă, în regimuri tranzitorii.	121
ALEXANDRU, C. :	Cercetări privind stabilirea influenței produse de disiparea energiei perturbatoare, în motorul naval de propulsie, asupra vibrațiilor de răcire a liniei de arbori.	183
VLAD, C., SIMIONOVICI, T., ACKER, C. :	Efecte inerțiale în motoare liniare cu piston.	187

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Consultanți științifici : Dr. ing. Lucian Teodorescu, ing. Ion Costin

SUMAR

CZ : 621.436

Bănică, P.: **Aspecte teoretice şi experimentale cu privire la realizarea şi dezvoltarea motoarelor diesel răcite cu aer.**

Lucrarea cuprinde cîteva aspecte teoretice şi experimentale legate de proiectarea şi experimentarea sistemului de răcire cu aer. Se prezintă influenţa principalilor factori funcţionali şi constructivi asupra regimului termic al modelului funcţional al motorului diesel bicilindric răcit cu aer D—16.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 10 fig., 1 tab., 2 ref.

CZ : 621.431

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **Calculul formei şi evoluţiei jetului de combustibil injectat direct în camera de ardere a motorului cu ardere internă.**

În lucrare se prezintă un model matematic de calcul al jetului de combustibil injectat direct în camera de ardere a motorului cu ardere internă. În acest mod se pot aprecia traiectoria jetului de combustibil injectat direct în cilindru, concordanţa între arhitectura camerei de ardere şi parametrii mişcării combustibilului şi aerului etc.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 6 fig., 2 tab., 5 ref.

CZ : 621—71

Theil, H., Bejan, I., Neacşu, E.: **Contribuţii la studiul comparativ al performanţelor, a diferitelor tipuri de răcitoare de ulei tubulare cu manta.**

Se prezintă rezultatele obţinute în cercetarea experimentală a unui răcitor de ulei cu fascicul de ţevi duble coaxiale cu aripioare interioare, de tip Field, privind performanţele termice si pierderile hidraulice la diferite viteze şi temperaturi ale celor doi agenţi termici. Se compară eficienţa ţevilor de tip Field cu eficienţa unor ţevi cu aripioare interioare şi a ţevilor simple, la utilizarea lor pentru schimbătoare de căldură ulei-apă.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 9 fig., 7 ref.

CZ : 621.4

Nica, A., Pascovici, M. D.: **Modele experimentale pentru studiul lagărelor motoarelor termice cu piston.**

Lucrarea prezintă o metodă experimentală de cercetare a lagărelor motoarelor termice cu piston utilizînd simulatoare. De asemenea se prezintă cîteva scheme de simulatoare pentru diferite tipuri de lagăre ale motoarelor termice cu piston.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 3 fig., 1 tab., 11 ref.

CZ : 621.436

Petrescu, D., Abăităncii, D., Vlădăreanu, V., Schuster, R.: **Contribuţii privind studiul gripajelor în cilindri la motoarele diesel, cu aplicaţie la motorul 797—05.**

Se prezintă o metodă de cercetare a gripajelor în cilindri motoarelor diesel, experimentările efectuate şi interpretarea lor. Se precizează principalele influenţe asupra gripajului, formele distincte de gripaj şi cauzele care le determină. În baza acestor rezultate s-a construit o nouă soluţie de piston cu profil modificat, care prezintă o bună stabilitate la gripaj, fără modificarea performanţelor motorului.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.4 : 621.914

Mânea, G.: **Asupra prelucrării suprafeţelor plane ale motoarelor termice, cu freze frontale cu dinţi demontabili armaţi, cu ascuţire continuă.**

În lucrare se prezintă posibilităţile de prelucrare de degroşare şi de finisare, cu freze frontale cu dinţi demontabili, armaţi, cu ascuţire continuă, a suprafeţelor plane ale motoarelor temice. Se evidenţiază capacitatea de aşchiere a noului tip de freze, comparativ cu soluţii asemănătoare, cunoscute pe plan mondial, cît şi calitatea superioară a suprafeţelor prelucrate cu aceste freze avînd în vedere experimentările efectuate de autor la I.P. Iaşi.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 15 ref.

CZ : 621.431

Marina, M., Kovács, F.: **Consideraţii asupra corelaţiei dintre legea de mişcare impusă supapei şi starea de solicitare a elementelor mecanismului de distribuţie.**

Se prezintă problematica realizării unei distribuţii care să îndeplinească condiţiile de siguranţă în funcţionare. Se constată că este necesar să se ia în consideraţie efectele regimului de oscilaţii generat de legea de mişcare, care trebuie aleasă astfel încît solicitările să rămînă în limitele normale, generînd în felul acesta o condiţie suplimentară pentru optimizarea distribuţiei motoarelor în patru timpi.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

CZ : 621.436 : 662.61

Caramavru, N.: **Cercetările experimentale privind posibilitatea injectării în două etape a combustibilului uşor la motorul diesel.**

În lucrare se prezintă instalaţia electronică experimentală şi rezultatele cercetărilor efectuate pe trei variante de sisteme de injecţie, care asigură injecţia în două etape a combustibilului uşor. Pe baza analizei caracteristicilor (legilor) de injecţie se trage concluzia că una din aceste variante satisface cerinţele impuse de funcţionare normală a motorului diesel cu injecţie directă cu combustibil uşor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 7 fig., 3 ref.

CZ : 621.4 : 62.001.24

Mărăcineanu, I.: **Metoda numerică de calcul a stratului limită laminar pe o suprafaţă plană.**

Considerînd că profilul de viteze în strat este deschis de un polinom cu coeficienţi variabili, lucrarea prezintă o metodă numerică de rezolvare a ecuaţiei integrale Karman, în cazul stratului limită laminar pe o suprafaţă plană. Compararea rezultatelor numerice astfel obţinute, cu cele din cazul în care se utilizează o distribuţie de tip Pohlhausen; evidenţiază influenţa profilului variabil de viteze asupra mărimilor caracteristice ale stratului limită.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 1 fig., 2 ref.

CZ : 621.4

Apostolescu, N., Sfinţeanu, D.: **Analiza erorilor la măsurare prin termocupluri a temperaturii cilindrilor unui motor răcit cu aer.**

Lucrarea tratează erorile de măsurare prin termocupluri a temperaturilor nervurilor cilindrului unui motor răcit cu aer. În prima parte este prezentată o analiză a cazurilor care conduc la apariţia laserilor de măsurare, iar în partea a doua este efectuată determinarea cantitativă a erorilor. Sînt prezentate influenţele, exercitate de erori, asupra măsurării unor parametri privind caracteristicile termocuplului şi metodica de măsurare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 6 fig., 1 ref.

CZ : 621.431

Băţaga, N., Căzilă, Aurica, Vancea, N.: **Unele aspecte privind determinarea gradului de fum la motorul cu aprindere prin comprimare.**

Se prezintă rezultatele cercetării experimentale a măsurării gradului de fum la motoarele care echipează diferite autovehicule rutiere. De asemenea, s-a experimentat un aparat în concepţie originală cu care se poate determina cu precizia ridicată gradul de fum.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 6 fig., 3 ref.

CONTENTS

DC : 621.436

Bănică, P.: **Theoretical and Experimental Aspects Regarding the Manufacturing and Development of Air-Cooled Diesel Engines.**

The work treats some theoretic and experimental aspects regarding the design and experimentation of the air-based cooling system. It presents the influence of the principal functional and manufacturing factors upon the thermal regime of the D-16 air-cooled diesel bicylindric engine functional model.

Construcția de mașini, 1 (1979), no. 3, 10 fig., 1 tab., 2 ref.

DC : 621.431

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **The Calculation of the Form and Evolution of the Fuel Spurt Directly Injected in the Combustion Chamber of the Internal Combustion Engine.**

The work presents a mathematical calculation model of the fuel spurt directly injected in the combustion chamber of the internal combustion engine. Thus one can appreciate the trajectory of the fuel spurt directly injected in the cylinder, the concordance between the architecture of the combustion chamber and the parameters of feul and air movement.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 2 tab., 5 ref.

DC : 621—71

Theil, H., Bejan, I., Neacșu, E.: **Some Contributions to the Comparative Study of the Performances of the Different Types of Tubular Oil Refrigerators.**

The article presents the results obtained in the experimental research of an oil refrigerator with a pencil of coaxial double tubes with Field type inner fins, regarding the thermal performances and the hydraulic losses at different speeds and temperatures of the two thermal agents. The Field type tubes efficiency is compared to that of some inner fins and to that of simple tubes, used for oil-water heat-exchangers.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 9 fig., 7 ref.

DC : 621.4

Nica, A., Pascovici, M.D.: **Experimental Models for the Study of Thermal, Reciprocating Engines Bearings.**

This work presents an experimental method of testing the bearings of thermal, reciprocating engines using some simulators. It also presents some simulator schemes for various types of bearings of thermal, reciprocating engines.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 1 tab., 11 ref.

DC : 621.436

Petrescu, D., Abăităncii, D., Vlădăreanu, V., Schuster, R.: **Some Contributions to the Study of Cylinder Gripping with Diesel Engines, Applied to the 797—05 Engine.**

A method of studying the cylinder gripping with Die el engines is presented, as well as the tests effectuated and their interpretation. One specifies the main influences upon gripping, the distinct forms of gripping, and the causes which determine them. On the basis of these results a new solution of modified profile piston was developed. It presents a good stability with gripping, without the modification of engine performance.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

DC : 621.4 :621.914

Mânea, G.: **On the Processing of Thermal Engines Flat Surfaces by means of Frontal Milling Machines with Reinforced Detachable Teeth, with Continuous Sharpening.**

This work presents the processing possibilities of splintering and finishing, by means of frontal milling machines with reinforced detacheable teeth with continuous sharpening, of thermal engines flat surfaces. Is underlined the splintering capacity of the new type of milling machine, as compared to similar, widely known solutions, as well as the superior quality of the surfaces processed with these milling machines, having in view the tests effected by the author at I.P. Iași.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 15 ref.

DC : 621.431

Marina, M., Kovács, F.: **Some Considerations on the Correlation between the Movement Law Imposed on the Valve and the State of Solicitation of the Distribution Mechanism Elements.**

The article presents the problems of the achievement of a distribution which should satisfy the security conditions in service. The conclusion is that it is necessary to take into consideration the effects of the oscillation range generated by the movement law. The latter has to be chosen in such a way as to keep solicitation within the normal limits, thus generating a supplementary for the distribution of the four-stroke engines.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 2, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

DC : 621.436 : 662.61

Caramavru, N.: **Experimental Investigations concerining the Possibility of a two-phase Injection of Light Fuel in Diesel Engines.**

This paper presents the experimental electronic facilities as well as the results of the researches carried out on three diferent injection systems which secures the injection of light fuel in two stages. On the base of the analysis of the delivery laws it can be concluded that one of these systems meets the requirements of a normal working of the Diesel engine with direct injection and light fuel.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 7 fig., 3 ref.

DC : 621.4 : 62.001.24

Mărăcineanu, I.: **The Numerical Method of Calculation of the Laminar Boundary Layer on a Plane Surface.**

Presuming that the speed profile in the layer is described by a polynome with variable coeficients, the work presents a numerical method for solving the Karman integral ecuation, in the case of the laminar boundary layer on a plane surface. The comparison of the numerical results thus obtained, with those obtained when using a Pohlhausen type distribution, makes manifest the influence of the variable speed profile on the characteristic parameters of the boundary layer.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 1 fig., 2 ref.

CD : 621.4

Apostolescu, N., Sfințeanu, D.: **Errors Analysis at the measurement by Thermocouples of the Temperature of Air Cooled Engine Cylinders.**

This work deals with the errors at the measurement by thermocouples of the cylinder fins temperature, of an air-cooled engine. In the first part is presented an analysis of the causes which produce the measurement errors, and in the second part is effected the quantitative determination of the errors.

Are presented the influences of these errors on the measurement of some parameters regarding the thermocouple characteristics and the measurement methodology.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 1 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.436

Bănică, P.: **Aspects théoriques et experimentaux concernant la réalisation et le développement des moteurs diesel refroidis à l'air.**

La travail comprend quelques aspects théoriques et expérimentaux concernant le design et l'expérimentation du système de refroidissement à l'air. On y présente l'influence des principaux facteurs fonctionnels et constructifs sur le régime thermique du modèle fonctionnel du moteur diesel bicylindrique refroidi à l'air D 16.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 10 fig., 1 tab., 2 ref.

CD : 621.431

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **Le calcul de la forme et de l'évolution du jet de fuel directement injecté dans la chambre de combustion du moteur à combustion interne.**

Cet ouvrage présente un modèle mathématique à calculer le jet de fuel directement injecté dans la chambre de combustion du moteur à combustion interne. De cette manière, on peut apprécier la trajectoire du jet de fuel directement injecté dans le cylindre, la concordance entre l'architecture de la chambre de combustion et les paramètres du mouvement du fuel et de l'air etc.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 2 tab., 5 ref.

CD : 621—71

Theil, H., Bejan, I., Neacşu, E.: **Contributions à l'étude comparative des performances de différents types de refroidisseurs, d'huile — refroidisseurs tubulaires, à doubles enveloppes.**

On présente les résultats obtenus dans la recherche experimentale d'un refroidisseur d'huile, à tuyauterie double, de type Field, ayant des ailettes, intérieures, concernant les performances thermiques et les pertes hidrauliques à différentes vitesses et températures de deux agents thermiques. On compare l'efficience de la tuyauterie de type Field à la tyauterie ayant des ailettes intérieures et à la tuyauterie simple, au cas de leur utilisation pour les échangeurs huile-eau.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 9 fig., 7 ref.

CD : 621.4

Nica, A., Pascovici, M. D.: **Modèles expérimentaux pour l'étude des paliers des moteurs thermiques à piston.**

Cet ouvrage présente une méthode expérimentale à rechercher les paliers des moteurs thermiques à piston, en utilisant des simulations. On présente aussi quelques schémas de simulteurs pour différents types de paliers des moteurs thermiques à piston.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 1 tab., 11 ref.

CD : 621.436

Petrescu, D., Abăităncii, D., Vlădăreanu, V., Schuster, R.: **Contributions concernant l'étude du grippage dans les cylindres des moteurs diesel, étude appliqué au moteur 797—05.**

On présente une méthode à rechercher les grippages dans les cylindres des moteurs Diesel, les expérimentations effectuées et leur interprétation. Ou précise les principales influences exercées sur le grippage, les formes distinctes de grippage et leurs causes. Conformément à ces résultats, on a construit un nouveau type de piston, ayant le profil modifié, qui présente une meilleure stabilite au grippage. L'utilisation de ce type de piston n'affecte point les performances du moteur.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 621.4 : 621.914

Mânea, G.: **Sur l'usinage des surfaces planes des moteurs thérmiques par des fraises à deux tailles, à dents rapportées, à aiguisage continu.**

Cet ouvrage présente les possibilités d'usinage, d'ébauche et de finissage par des fraises à deux tailles, à dents rapportées, à aiguisage continu, des surfaces planes des moteurs thermiques. On met en évidence la capacité de tailler du nouveau type de fraises, comparativement à de pareilles sollutions connues à l'échelon mondial et aussi la qualité supérieure des surfaces usinees par ces fraises, avant en vue les expérimentations effectuées par l'auteur à I. P. Iaşi.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 15 ref.

CD :621.431

Marina, M., Kovács, F.: **Considérations sur la corélation entre la loi de mouvement imposée à la soupape et l'état de solicitation des éléments du mécanisme de distribution.**

On présente les problèmes posés par la réalisation d'une distribution qui assure la sécurité en conditions de service. On constate qu'il est nécessaire de prendre en considération les effets du régime d'oscillations généré par la loi de mouvement qui doit être choisie de manière que les sollicitations restent entre les limites normales; ainsi on crée une condition supplémentaire pour l'optimisation de la distribution aux moteurs à quatre temps.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

CD : 621.436 : 662.61

Caramavru, N.: **Des recherches expérimentales sur la possibilité de l'injection en deux phases du combustible léger du moteur diesel.**

On y présente l'installation éléctronique expérimentale et les résultats des recherches faits sur trois variantes de systemes d'injection, qui assurent l'injection en deux phases du combustible léger. Se basant sur l'analyse des lois de l'injection on aboutit à la conclusion que l'une de ces variantes satisfait les exigences imposées par le fonctionnement normal du moteur Diesel à l'injection directe avec combustible léger.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 7 fig., 3 ref.

CD : 621.4 : 62.001.24

Mărăcineanu, I.: **Méthode numérique de calcul de la couche limite lamineuse sur une surface plane.**

En considérant que le profil de vitesse en couche est décrit par un polynôme à coefficients variables, le travail présente une méthode numérique de résolution de l'équation intégrale Karman, dans le cas de la couche limite sur une surface plane. La comparaison des résultats numérique ainsi obtenus, avec ceux obtenus lorsqu'on utilise une distribution de type Pohlhausen, met en évidance l'influance du profil variable de vitesse sur les grandeurs caractéristiques de la couche limite.

Construcţi a de maşini, 31 (1979), no. 3, 1 fig., 9 ref.

CD : 621.4

Apostolescu, N., Sfinţeanu, D.: **Analyse des erreurs au mésurage à thermocouples de la température des cylindres d'un moteur refroidi à l'air.**

Cet ouvrage aborde le problème des erreurs de mésurage à thermocouples des températures des nervures des cylindres d'un moteur refroidi à l'air. Dans la première partie on fait une analyse des causes qui produisent l'apparition des erreurs de mésurage et dans la deuxième partie on passe à l'exécution de la détermination quantitative des erreurs. On présente les influences que les influences que les erreurs exercent sur le mesurage de quelques paramètres concernant les caractéristiques du thermocouple et la méthodologie appliquée.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 1 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.436

Bănică, P.: **Experimentelle und theoretische Aspekte bezüglich der Herstellung und Entwicklung der luftgekühlten Diesel-motoren.**

Die Arbeit enthällt einige theoretische und experimentelle Aspekte im Zusammenhang mit der Projektion und Experimentierung des Luftkühlsystems. Es wird der Einfluss der funktionalen und konstruktiven Hauptfaktoren, auf den thermischen Vorgang des funktionalen Vorbildes des Zweizylindrischen luftgekühlten Dieselmotors, D-16, vorgestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 10 Bild, 1 Taf., 2 Lit.

DK : 621.431

Gaiginschi, R., Tirer, N.: **Berechnung der Form und der Fortentwicklung des Brennstoffstrahls, das direkt in die Brennkammer des Verbrennungsmotor ein gespritzt wird.**

In der Arbeit wird ein mathematisches Berechnungsmuster des direkt in die Brennkammer des Verbrenungsmotors eingespritzen Kraftstoffstrahls, gezeigt. Somit Können näherungsweise die Strahlbahn, des in den Zylinder eingespritzten Brennstoffes, die übereinstimmung zwischen Bauart der Brennkammer und den Parametern der Brennstoff — und Luftbewegung, ermittelt werde u.s.w

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 6 Bild, 2 Taf., 5 Lit.

DK : 621—71

Theil, H., Bejan, I,. Neacşu, E.: **Beiträge zum Vergleichstudium der Leistungsfähigkeiten von verschiedenen Mantelvohrölkühlern.**

Es werden die Ergebnisse gezeigt, die in der experimentellen Forschung eines Ölkühlers mit coaxialen Doppelröhrenkühler mit Innenflügeln Field erzielt wurden, in was die thermischen Leistungsfähigkeiten und die hidraulischen verluste bei verschiedenen geschwindigkeiten und Temperaturen der beiden thermischen Agenten ambelangt. Es wird der wirkungsgrad der Field Rohren mit dem Wirkungsgrad einiger Rohren mit Innenflügeln und der einfachen Rohren, bei deren Verriendung für Wärmetanscher Ol-Wasser, verglichen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 9 Bild, 7 Lit.

DK : 621.4

Nica, A., Pascovici, M. D.: **Versuchsmodelle für das Studium der Lager thermischer Kolbenmotoren.**

Die Arbeit stellt eine experimentelle Untersuchungsmethode der Lager thermischer Kolbenmotoren vor, unter Gebrauch von Nachahmungsmodellen. Gleichzeitig werden eine Reihe Modellschemen für verschiedene Lagertypen der thermischen Kolbenmotoren gazeigt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 3 Bild, 1 Taf., 11 Lit.

DK : 621.436

Petrescu, D., Abăităncii, D., Vlădăreanu, V., Schuster, R.: **Beiträge zu den Studien der Einfressung im Zylinder bei Dieselmotoren, mit Anwendung auf den Motor 797—05.**

Es wird eine Untersuchungsmetode der Einfressung in Zylinder Dieselmotoren vorgestellt, die vorgenommenen untersuchungen und ihre Interpretation. Es werden die Haupteinflüsse auf die Einfressung, die verschiedenen Formen und die Gründe die sie hervorrüfen hervorgehoben. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde ein neuer Kolben mit verändertem Profil gebaut, der eine grosse Festigkeit gegenüber der Einfressung beweist, ohne die Leistungen des Motors zu beeinflussen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 6 Bild, 1 Taf., 4 Lit.

DK : 621.4 : 621.914

Mânea, G.: **Uber die Verarbeitung ebener Flächen der thermischen Motoren, mit Frontalfräsen mit abschraubbahrer Zahnung und andauerner Schleifung.**

In der Arbeit werden die Verarbeitungsmöglichkeiten, Entfeltung und Verfeinerung ebener Flächen der thermischen Motoren mit Frontalfräsen mit abschraubbahrer Zahnung andauernder Schleifung vorgestellt. Es wird die Zerspanungsfähigkeit der neuen Fräsen hervorgehoben, im vergleich mit ähnlichen in der welt bekannten Lösungen, sowie die bessere Qualität der mit diesen Fräsen bearbeiteten Ebenen, unter Berücksichtigung der vom Autor unternommenen Experimente im Politechnischen Institut Iaşi.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 15 Lit.

DK : 621.431

Marina, M., Kovács, F.: **Betrachtungen über die verbindung zwischen dem Bewegungsgesetz das dem Ventil auferlegt wurde und dem Beanspruchungsstand der Elemente des Distributionsmechanismus.**

Es wird die Problematik der Erzielung einer Verteilung, die Sicherheitsbedingungen bem Funktionieren erfüllt aufgeworfen. Es wird festegestellt dass es notwendig ist die Efekte des vom Bewegungsgesetz bestimmten Schwingungsregims im Betracht zu nehmen, das so gewählt werden muss das die Beanspruchungen im normalen Bereich bleiben, um auf diese Art und weise noch eine Bedingung für die Verbesserung der Distribution bei Viertaktmotoren zu schaffen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 2 Bild, 1 Taf., 3 Lit.

DK : 621.436 : 662.61

Caramavru, N.: **Experimentelle Untersuchungen Uber Zweietappeneispritzung von Leichten Kraftstoff in Dieselmotoren.**

In der Arbeit wird die elektronische Versuchsanstalt sowie die Ergebnisse der auf drei verschidenen Varianten von Einspritzsystemen welche die Zweietappeneinspritzung von leichtem Kraftstoff in Dieselmotoren sichern, dargestellt. Auf Grund der Analyse der Einspritzgesetze wird die Schlussvolgerung gezogen, dass eine dieser Varianten die Bedingungen eines normalen Arbeitens der Dieselmotoren mit leichtem, Kraftstoff erfüllt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 7 Bild, 3 Lit.

DK : 621.4 : 62.001.24

Mărăcineanu, I.: **Methodische Berechnungsmethode der Grenzwälzschicht auf einer flachen Ebene.**

Nimmt man an, dass das gaschwindigkeitsprofil der Schicht von einem Polynom mit veränderlichen Beiwerten beschrieben ist, sohat diese Arbeit eine numerische Lösungsmethode der Integralgleichung Karman, im Falle der grenzwälzschicht auf einer flachen Ebene. Der Vergleich, der so ergebenen numerischen Ergebnisse, mit denen die im Falle der Pohlhansen-Verteilung verwendet wurden; hebt den Einfluss der geschwindigkeitsveränderlichen Profile hervor, auf die charakteristischen Grössen der Grenzschricht.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 1 Bild, 2 Lit.

DK : 621.4

Apostolescu, N., Sfinţeanu, D.: **Messfehleranalyse durch Thermopaare der Zylindertemperatur eines luftgekühlten Motors.**

Die Arbeit behandelt die Messfehler durch Thermopaare der Geädertemperatur eines Motorzylinders mit Luftkühlung. Im ersten Teil wird eine Analyse der Ursachen gegeben, die zu Messfehlern beiführen, und im zweiten Teil macht man die quantitative Ermittlung der betreffenden Fehler. Man zeigt die Einfüsse der Fehler auf das Messen einiger Parameter betreffend die Kennzeichen des Thermopaares und die Messmethodologie.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 6 Bild, 1 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

Д. К.: 621.436

Бэникэ, П.: **Теоретические и экспериментальные аспекты разработки и развития дизельных двигателей, охлаждённых воздухом.**

Рассматриваются некоторые теоретические и экспериментальные аспекты, связанные с проектированием и испытанием воздухоохладительных систем. Представлено влияние показателей работы и конструкции на тепловой режим функциональной модели воздухоохлажденного двухцилиндрового дизельного двигателя „D-16".

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 10 рис., 1 таб., 2 лит.

Д. К.: 621.431

Гайджинский, Я., Тирэр, Н.: **Расчёт формы и эволюция струи топлива, непосредственно впрыскиваемого в камеру сгорания двигателей внутреннего сгорания.**

Представляется математическая модель расчёта струи топлива, непосредственно впрыскиваемого в камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания. Таким образом можно оценивать траекторию струи, непосредственно впрыскиваемой в цилиндр, соответствие конфигураций камеры сгорания параметрам движения топлива, воздуха, и т. д.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 6 рис., 2 таб., 5 лит.

Д. К.: 621-71

Тайл, Х., Бежан, И., Някшу, Е.: **К вопросу о сравнительном исследовании показателей работы отдельных типов масляных кожухотрубных охладителей.**

Представлены результаты, получённые при опытном исследований маслянного охладителя с пучком соосных двойных труб и со внутренными ребрами типа „фильд" по термическим показателям работы и гидравлическим потерям при разных скоростях и температурах двух теплоносителей. Сопоставляется эффективность труб типа „фильд" и эффективность труб со внутренными ребрами и также простых труб рри их применений в масляноводяных теплообменниках.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3., 9 рис., 1 лит.

Д. К.: 621.4

Ника, А., Паскович, М. Д.: **Экспериментальные модели для исследования подшипников поршневых тепловых двигателей.**

Описывается экспериментальный метод исследования подшипников поршневых тепловых двигателей, использующих моделирующие устройства. Представлены также отдельные схемы моделирующих устроиств для разных типов подшипнкиов поршневых тепловых двигателей.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 3 рис., 1 таб., 11 лит.

Д. К.: 621.436

Петреску, Д., Абэйтэнчий, Д., Влэдэреану, В., Шустер, Р.: **Исследование заедания в цилиндрах дизелей, при применений двигателя 797-05.**

Рассматриваются метод исследования заедания в цилиндрах двигателей, проведенные опыты и их интерпретацию. Уточнены главные воздействия на заедание, отдельные формы заедания и вызывающие их причины. На основе этих результатов было принято новое решение для поршня измененного профиля с хорошей стабильностью при заедании, без изменения показателей работы двигателя.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 6 рис., 1 таб., 4 лит.

Д. К.: 621.4 : 621.914

Мыня, Г.: **К вопросу обработки плоских поверхностей тепловых двигателей при помощи торуовочных фрезерных станков с разъемными армированными зубами с непрерывной заточкой.**

Представляются возможности обдирочной и отдельной обработки плоских поверхностей тепловых двигателей с помощью торуовочных фрезерных станков с разъёмными нормированными зубами с непрерывной заточкой. Выявляется способность снятия стружки нового вида фрезерного станка по сравнению с подобными решениями, известными на мировом плане, а также высокое качество поверхностей, обработанных такими станками, имея в виду опыты, проведенные автором.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 15 лит.

Д. К.: 621.431

Марина, М., Ковач, Ф.: **К вопросу соотношения между законом движения, требуемым для клапана и напряжённым состоянием элементов распределительного механизма.**

Представлены вопросы выполнения распределения, способные удовлетворить условиям надёжности при работе. Констатируется тот факт, что необходимо принимать во внимание влияние режима колебании, вызванного законом движения, которого нужно выбрать так, чтобы требования остались в нормальных пределах, предъявляя таким образом дополнительное условие для оптимизации распределительной системы четырёх тактных двигателей.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3., 2 рис., 1 тнб., 3 лит.

Д. К.: 621.436 : 662.61

Карамавру, Н.: **Экспериментальные исследования возможности употребления двухфазного впрыска облегчённого топлива в дизельном двигателе.**

Приводятся экспериментальная установка и даются результаты исследований проведенные тремя вариянтными системами впрыска, обеспечивающие двухфазный впрыск облегченного топлива.

На основании характеристик (законах) впрыска сделается вывод, что один из этих вариянтов обеспечивает требования нормальной работы дизеля с облегченным топливом.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3. 7 рис., 3 лит.

Д. К.: 621.4 : 62.001.24

Мэрэчинеану, И.: **Числовой метод расчёта ламинарного предельного слоя на плоской поверхности.**

Имея в виду, что контур скоростей в слое описывается полиномом с переменными коэффициентами работа представляет числовой метод решения интегрального урывнения кармана, в случае ламинарного слоя на плоской поверхности. Сопоставление числовых результатов, полученных таким образом с теми, для которых используется распределение типа полгайзена выявляет влияние переменного контура на характерные величины предельного слоя.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 1 рис., 2 лит.

CZ : 621.431

Carpiuc, T.: **Unele contribuţii privind adoptarea metodei MBTH de determinare a emisiilor de aldehide la motoarele cu ardere internă în regimuri tranzitorii.**

Metoda MBTH de determinare a emisiei de aldehide la motoare că orice altă metodă chimică, nu se pretează la măsurări continui. Pentru studii în regimul de pornire al unui motor diesel au fost necesare unele raţionalizări ale metodei menţionate, care au permis efectuarea de măsurători cvasicontinui. Lucrarea expune metoda MBTH modificată şi prezintă unele aspecte şi rezultate obţinute experimental pe un motor diesel cu camera de turbionare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 2 fig., 1 tab., 5 ref.

CZ : 621.431

Alexandru, C.: **Cercetări privind stabilirea influenţei produsă de disiparea energiei perturbatoare, în motorul naval de propulsie, asupra vibraţiilor de răsucire a liniei de arbori.**

În lucrare sînt prezentate rezultatele cercetărilor privind influenţa produsă de amortizarea motorului naval de propulsie, asupra vibraţiilor de răsucire a liniei de arbori. Se prezintă o metodă de determinare a lucrului mecanic de amortizare a motorului, metodă care poate fi aplicată la bancul de probe al uzinei constructoare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 3 fig., 3 tab., 8 ref.

CZ : 621.431

Vlad, C., Simionovici, T., Acker, C.: **Efecte inerţiale în motoare liniare cu piston.**

Lucrarea prezintă torsorul forţelor de inerţie în toate punctele de contact dintre batiu şi piesele în mişcare, pentru o funcţionare oarecare a motorului liniar cu piston, precum şi torsorul forţelor de inerţie în punctele de contact dintre piesele aflate în mişcare, dar exclusiv pentru moduri de funcţionare speciale ale aceluiaşi motor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 3, 3 fig., 3 ref.

DC : 621.431

Bătaga, N., Căzilă, Aurica, Vancea, N.: **Some Aspects Regarding the Determination of Smoke Emission Level with the Compression Ignition Engine.**

The results of the experimental research of measuring the smoke emission level with the engines which equip different road motor vehicles are presented. An apparatus of original design was also tested. It may very accurately determine the smoke emission level.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 3 ref.

DC : 621.431

Carpiuc, T.: **Some Contributions Regarding the Adaptation of MBTH Method of Determining Aldehydes Emissions at the internal-combustion engines under Transient Conditions.**

The MBTH method of determining the aldehyd emissions at the engines, like any other chemical method, is not fit for continuous measurements. In order to study the starting conditions of a Diesel engine it was necessary to rationalize the above mentioned method a fact which permitted the effectuation of quasi-continuous measurements. The work presents the modified MBTH method and also some aspects and results obtained during the tests of a Diesel engine with whirling. chamber.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 2 fig., 1 tab., 5 ref.

DC : 621.431

Alexandru, C.: **A Research Regarding the Settlement of the Influence Produced by the Disturbing Power Dissipation, in the Propelling Marine Engine, on the Shafts Line Twisting Vibrations.**

The article presents the results of the researches regarding the influence of the propelling marine engine damping on the twisting vibrations of the shafts line. It presents a method of finding out the mechanical work of damping the engine. This method can be aplied on the test bench of the plant.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 3 tab., 8 ref.

DC : 621.431

Vlad, C., Simionovici, T., Acker, C.: **Some Effects of the Inertia in the Linear Reciprocating Motor.**

It is presented the resultant and the resultant couple moment of the inertial forces, every contact points between the blok and the unsteady pieces, for a some one work of the linear reciprocating motor, and the resultant respective the resultant couple moment of the inertial forces, every contact points between the unsteady pieces themselves, for a particular work of the same linear reciprocating motor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 3 ref.

CD : 621.431

Bătaga, N., Căzilă, Aurica, Vancea N.: **Quelques aspects concernant la détermination du degré de fumée au moteur diesel.**

On présente les résultats de la recherche expérimentale du mesurage du degré de fumée aux moteurs qui équipent les differents véhicules routière. On présente aussi un appareil éxperimenté, de conception originale, à l'aide du quel on peut déterminer, à haute précision, le degré de fumée.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 6 fig., 3 ref.

CD : 621.431

Carpiuc, T.: **Quelques contributions concernant l'adoption de la méthode MBTH pour déterminer les emissions d'aldéhides aux moteurs avec combustion interne dans des regimes transitoires.**

La Méthode MBTH pour la détermination des aldehides aux moteurs, comme toutes les autres méthodes chimiques, n'est pas compatible en conditions de mesure continuelle. Pour les etudes envisageant le régime de démarrage d'un moteur diesel, ont éte nécessaires des rationalisations de la ci-dite méthode, afin de permettre la réalisation des mesurements cvasicontinuels. L'ouvrage expose la méthode MBTH modifiée, en présentant quelques aspects et résultats obtenus expérimentalement sur un moteur diesel à chambre de tourbionnement.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 2 fig., 1 tab., 5 ref.

CD : 621.431

Alexandru, C.: **Recherches concernant l'établissement de l'influence produite par la dissipation de l'énergie de perturbation dans le moteur naval à propulsion sur les vibrations de torsion de la ligne des arbres.**

Cet ouvrage présente les résultats des recherches concernant l'influence produite par l'amortissement du moteur naval à propulsion, sur les vibrations de torsion de la ligne des arbres. On présente une mèthode pour déterminer le rapport de forces d'amortissement du moteur, méthode qui peu être appliquée au banc d'essais de l'usine constructrice.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 3 tab., 8 ref.

CD : 621.431

Vlad, C., Simionovici, T., Acker, C.: **Quelques effets de l'inertie propres aux moteurs linéaires à piston.**

On présente la résultante et le couple résultant des forces de l'inertie :

— à tous les points communs des pièces fixes et des pièces mobiles, pour un fonctionnement général (quelconque) ;

— à tous les points communs appartenant à deux pièces mobiles quelconques, seulement pour des fonctionnements particulieres ;

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 3, 3 fig., 3 ref.

DK : 621.431

Bătaga, N., Căzilă, Aurica, Vancea, N.: **Einige Anblicke betreffend die Ermittlung des Ranchgrades beim Motor mit Zündung durch Drucke.**

Es werden die Ergebnisse der Experimentellen Forschung für Ranchgrad bei Motoren, die verschiedene Kraftwagen ausurüsten, vorgestellt. Wiederum wurde eine Vorrichtung in originellen Entwurf, experimentiert mit Hilfe deren man mit höchster Genanigkeit der Ranchgrad ermittelt werden Kann.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 6 Bild, 3 Lit.

DK : 621.431

Carpiuc, T.: **Einige Beiträge zur Annahme der MBTH-Metode zur Bestimmung der Ausscheidung von Aldehyden in den Brennkraftmotoren bei zeitweihgem Regime.**

Die MBTH-Metode zur Bestimmung der Ausscheidung von Aldehyden bei Motoren kann, wie jede andere chemische Metode nicht mit Dauermessungen gemacht werden. Um das Startregime lines Dieselmotors in diesem Sinne zu bestimmen waren einige Einschränkungen der erwähnten Metode nötig, die uns erlaubt haben Kvasidauermessungen zu unternehmen. Die Arbeit stellt die mod'fizurte MBTH-Metode dar und zeigt einige experimentell erhaltene Aspekte und Resultate bei einem Diesel motor mit Wirbelkammer.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 2 Bild, 1 Taf, 5 Lit.

DK : 621.431

Alexandru, C.: **Untersuchungen bezüglich der Feststellung des Einflusses den die Zerstreuung der Störungsenergie, beim schiffsantriebsmotor auf die Torsionsschwingungen der Wellenlinie hat.**

In der werden die Ergebnisse vorgestellt bezüglich des Einflusses bei der Dämpfung des Schiffsantriebmotors auf die Torsion schwingungen der Wellenlin'e. Es wird eine Bestimmungsmetode der mechanischen Dämpfung des Motors dargestellt, Metode die bei den Probeständen des Konstruktionsbetriebs angewendet werden kann.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 3 Bild, 3 Taf., 8 Lit.

DK : 621.431

Vlad, C., Simionovici, T., Acker, C.: **Einige Effekte der Trägheit in den linearen Kolbenmotoren.**

Man legt die Resultante und das Resultante Kräftepaar der Trägheitskräfte fest, in allen Berührungspunkten zwischen dem Gestelle und dem bewegbaren Maschinenteilen des linearen Kolbenmotors — für einen beliebigen Betrieb des Motors —, und in allen Berührungspunkten zwischen zwei beliebigen bewegbaren Maschinenteilen — für einen speziellen Betrieb desselben linearen Kolbenmotors.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 3, 3 Bild, 3 Lit.

Д. К. : 621.4

Апостолеску, Н., Сфинцяну, Д. : **Анализ ошибок при измерении термопарами температуры цилиндров двигателя, охлажденного возлухом.**

Рассматриваются ошибки при измерении термопарами температур рёбер цилиндра двигателя, охлаждённого воздухом. В первой части даётся анализ причин, вызывающих появление ошибок при измерении, а во второй части проводится количественное определение ошибок. Представлено влияние этих ошибок на измерение периметров по характеристике термопары и методике измерения.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 3., 6 рис. 1 лит.

ДК : 621.431

Бэцага, Н., Кэзилэ, Аурика, Ванча, Н. : **Некоторые аспекты определения дымности дизелей.**

Представлены результаты экспериментального исследавания измерения дымности двигателей, которыми оборудованы дорожные автомобили. Проводились также опыты над аппаратом собственной конструкции, которым можно с большой точностью определить дымность.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 6 рис., 3 лит.

ДК. : 621.431

Карпюк, Т. : **К вопросу о применений метода „М.В.Т.Н." для определения эмиссии альдегидов двигателями внутреннего сгорания при неустановившихся режимах.**

Метод „М.В.Т.Н." определения альдегидов двигателей нельзя применять, как любой химический метод, при непрерывных измерениях. При исследованиях на пусковом режиме дизеля, были необходимы отдельные рационализаций указанного метода, которые позволяют проведение квазинепрерывных измерений. В работе излагается измененный метод „М.В.Т.Н." и представляются отдельные аспекты и результаты, получаемые экспериментальным способом на двигателе с вихревой камерой.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 2 рис., 1 таб., 5 лит.

Д К. : 621.431

Александру. К. : **Исследования по определению влияния от рассеивания возмущающей энергии в судовом двигателе на вибраций скручивания линии валов.**

В работе представлены розультаты исследований влияния от демпфирования судового двигателя на вибрации скручиавния линии валов. Указывается метод определения работы при демпфировании двигателя, метод, который можно применять на стенде заводе изготовителя.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
н. 3, 3 рис., 2 таб., 8 лит.

Д К. : 621.431

Влад, К., Симионович, Т., Акэр, К.: **Некоторые последствия имерции в поршневых линейных двигателях.**

В работе представлена равнодействующая и результирующая пара сил инерции во всех точках соприкосновения недвижущихся частей с движущимися при общем функцианировании поршневого линейного двигателя и во всех точках соприкосновения, принадлежащих двум движущимся частям, но только для случаев частных функционирований того же поршневого линейного двигателя.

Construcţia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 3. 3 рис., 3 лит.,

CZ : 621.436

Aspecte teoretice și experimentale cu privire la realizarea și dezvoltarea motoarelor diesel răcite cu aer

Ing. Petru **BĂNICĂ** — Institutul Național de Motoare Termice-Filiala Brașov

Dezvoltarea și punerea la punct a unui motor diesel rapid răcit cu aer, de concepție proprie, presupune rezolvarea unui număr mare de probleme complexe, legate pe de o parte de atingerea unor performanțe la nivel de competiție, iar pe de altă parte de obținerea unei durabilități ridicate în diferite condiții de exploatare. Unele particularități constructive și funcționale, precum și evacuarea căldurii prin sistemul de răcire cu aer, lărgesc și diversifică direcțiile de cercetare ale acestui tip de motor. Anumite dezavantaje provenite din răcirea cu aer, impun studierea atentă a tuturor căilor posibile pentru ameliorarea acestora.

Datorită solicitărilor și nivelurilor termice mai ridicate în raport cu răcirea prin lichid, rezultă, ca necesare, limitări relativ precise ale turației și sarcinii nominale. Aceste limitări, depind în mare măsură și de soluția constructivă adoptată. Temperaturile, de regulă mai mari, ale pereților traiectului de aspirație conduc la reducerea randamentului volumetric η_v față de motorul răcit cu lichid.

Prezența unui ventilator funcționînd, de obicei, la turații înalte, cît și lipsa unei cămăși de apă, măresc zgomotul produs de motor. Dificultățile de calcul (în faza de proiectare) al sistemului de răcire, datorită existenței unui mare număr de factori interdependenți, reclamă un volum însemnat de experiențe în faza de optimizare a răcirii. Prin optimizare se determină, în primul rînd, factorii principali care stabilesc cea mai mică putere absorbită de ventilator, astfel ca regimul termic al motorului să fie cel convenabil. Numărul mare al factorilor interdependenți care influențează eficacitatea sistemului de răcire, face ca soluția constructivă a acestuia să fie posibilă, într-o mare diversitate.

La stabilirea suprafeței de răcire, este necesar să se cunoască valoarea coeficientului de transfer de căldură care depinde în special de viteza scurgerii aerului în canalele dintre aripioare ; în același timp, însăși această viteză constituie o funcție a formelor constructive și a dimensiunilor aripioarelor. Pentru definirea ventilatorului, trebuie să se cunoască mărimea presiunii în avalul acestuia, respectiv în fața rețelei de răcire, în corelație cu debitul de aer necesar răcirii ; acestea se pot determina numai dacă geometria rețelei de răcire, respectiv construcția aripioarelor, a fost deja stabilită. Rezolvarea problemei se complică prin influența exercitată de anumite aspecte care nu pot fi prinse în calcul :

— diferența între parametrii constructivi ai aripioarelor chiulasei și cilindrului ;
— neuniformitatea aripioarelor chiulasei și cilindrului, rezultată din înălțimi diferite, orificii sau întreruperi, schimbări de direcție ;
— variația vitezelor aerului în diferite secțiuni.

Rezerva capacității de răcire la motorul răcit cu aer are o deosebită importanță. Aceasta se poate exprima fie în temperaturi mai scăzute ale pieselor solicitate termic, fie printr-o suprafață de răcire sporită sau un debit mai mare al ventilatorului.

Apare ca rațional, să se creeze această rezervă prin mărirea suprafeței de răcire, deoarece în primul rînd — se mărește capacitatea de acumulare a sistemului și în al doilea rînd nu este necesară mărirea consumului de putere pentru antrenarea ventilatorului. În unele cazuri soluția este discutabilă, întrucît în construcțiile compacte, mărirea suprafețelor de răcire trebuie făcute pe seama pasului și grosimii aripioarelor, ceea ce comportă pe de o parte dificultăți tehnologice, iar pe de altă parte necesitatea posibilă a măririi presiunii în avalul ventilatorului și deci a puterii de antrenare.

Într-o construcție rațională a cilindrului și chiulasei, distribuirea temperaturilor pe suprafețele încălzite trebuie să rămînă mai mult sau mai puțin uniformă la toate regimurile de funcționare ale motorului și trebuie respectată o anumită proporționalitate între temperaturile diferitelor puncte. Criteriul pentru evaluarea sistemului de răcire îl va construi, în felul acesta, nivelul temperaturii punctului cel mai cald situat pe cilindru sau chiulasă, nivel ce nu trebuie să atingă valori considerate critice. Valoarea admisibilă la limită a temperaturii este determinată de condițiile de funcționare a motorului, de

caracterul și durata solicitării acestuia, precum și de alți factori. Depășirea temperaturii admisibile la limită în chiulasă, poate provoca blocarea acului injectorului, cocsarea pulverizatorului, deformarea și căderea scaunelor de supapă, deformarea chiulasei în ansamblu și uneori chiar fisurarea acesteia.

Depășirea temperaturilor maxime admisibile ale cilindrului, conduce la uzuri rapide ale suprafeței de lucru a acestuia, ale segmenților, la degradarea uleiului, cocsarea segmenților și la alte fenomene negative.

Nivelul general al temperaturilor într-un motor depinde în primul rînd de regimul de funcționare a acestuia, definit de sarcină și turație; odată cu creșterea sarcinii, crește doza de combustibil pe ciclu, respectiv aportul de căldură, în timp ce creșterea turației echivalează cu creșterea numărului de cicluri și deci a aportului de căldură în unitatea de timp.

Rezultă că interpretarea rezultatelor cercetării asupra sistemului de răcire și stabilirea eficienței acestuia prin comparare cu datele existente în literatura de specialitate privind starea termică a pieselor solicitate la încălzire trebuie să fie însoțită de o analiză amănunțită a nivelului încărcării motoarelor similare, pe baza unor parametri specifici de încărcare a motoarelor.

La elaborarea acestei analize, în prezenta lucrare s-au utilizat date aparținînd unui număr de 127 motoare aflate în fabricație a 18 firme din străinătate. Cu ajutorul acestor date s-au calculat cîteva din mărimile folosite în teoria similitudinii motoarelor cu ardere internă:

— putere specifică P_F, reprezentînd solicitarea motorului:

$$P_F = \frac{P_{cil}}{\frac{\pi D^2}{4}\sqrt{\frac{S}{D}}} \quad [CP/cm^2], \quad \text{unde:}$$

P_{cil} — puterea unitară [CP];
S — cursa pistonului [cm];
D — alezajul pistonului [cm];

— factorul forțelor masice a reprezentînd solicitarea mecanică a motorului datorită forțelor de inerție:

$a = 10^{-9} \cdot S \cdot D \cdot n^2$ [m²/min²], unde:
n — turația motorului, [min⁻¹];
S, D — cursa, respectiv alezajul pistonului [mm]

Se poate demonstra că a este direct proporțional cu patratul vitezei medii a pistonului și invers proporțional cu raportul cursă-alezaj.

— factorul de compartimentare φ_v reprezentînd scara la care trebuie executat un motor „model" astfel ca fiecare cilindru să aibă capacitatea de 1 dm³. Acest factor introduce influența dimensiunilor cilindrului asupra solicitării motorului.

$$\varphi_v = \frac{1}{\sqrt[3]{V_Z}}$$

unde V_Z — cilindreea unitară, [dm³].

Diagrama $P_F = f(a)$ (fig. 1) cuprinde atît solicitarea termică reprezentată de mărimea P_F, cît și cea mecanică reprezentată de mărimea a. Se constată că motoarele se dispun într-un cîmp de forma unei benzi cuprinse între dreptele D_1 și D_2 limitate în sensul creșterii lui a de dreapta D_3 reprezentînd valoarea de 90 m²/min². Cele mai multe motoare de construcție relativ recentă au încărcarea termică în jurul valorii de 0,175 CP/cm². Pe diagramă s-a trasat și familia de curbe a presiunilor medii efective constante.

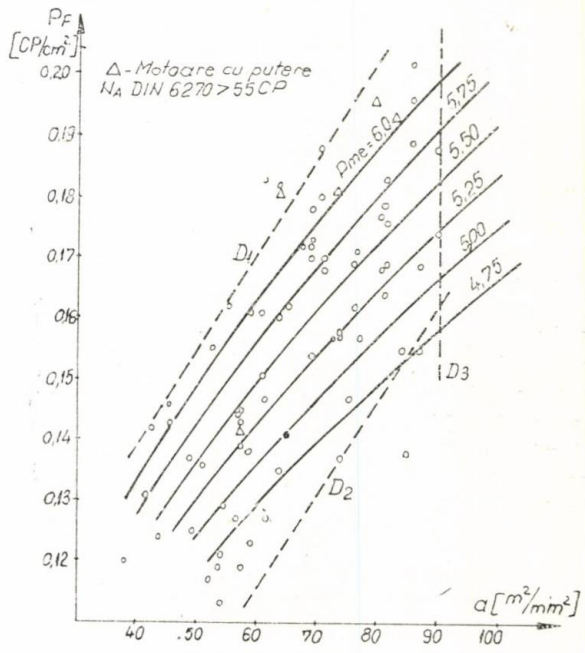


Fig. 1

În figura 2 s-a reprezentat familia de curbe $P_F = ct$, într-un sistem de coordonate format din presiunea medie efectivă, p_{me} (kgf/cm²) și viteza medie a pistonului W_m(m/s), pentru trei valori uzuale ale raportului $\lambda = \frac{S}{D}$.

Se observă că pentru un anumit raport λ, o anumită solicitare P_F poate fi obținută variind în mod corespunzător p_{me} și W_m.

De asemenea, se mai constată că un punct oarecare din cîmpul diagramei, poate reprezenta solicitări diferite funcţie de valorile pe care le ia raportul λ ; astfel, în domeniul 0,9÷1,1, mărimea P_F variază cu circa 11% încărcarea termică este în primul rînd funcţie de cantitatea de combustibil introdusă în cilindru, puterea efectivă echivalentă care serveşte la calculul lui P_F fiind într-o măsură însemnată influenţată de randamentul

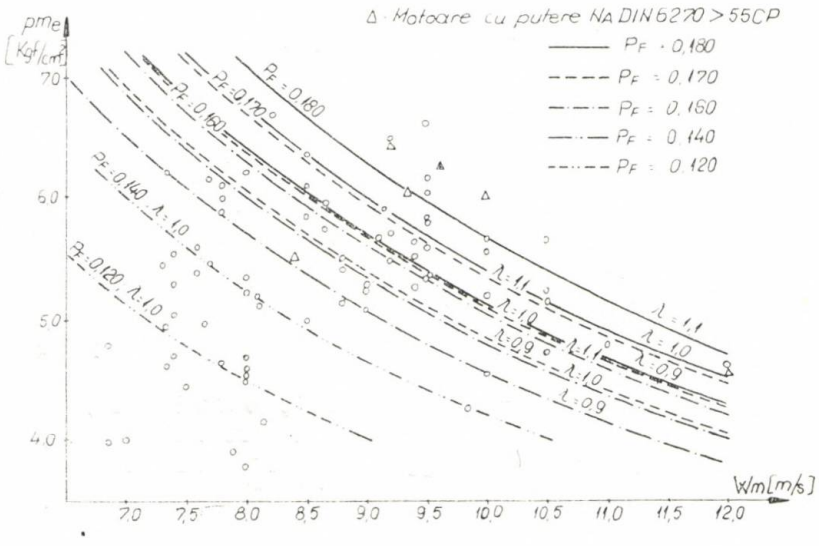


Fig. 2

pentru aceeaşi presiune medie efectivă şi aceeaşi viteză medie a pistonului. Acest lucru evidenţiază importanţa deosebită a adoptării raportului λ din punctul de vedere al solicitărilor termice.

Împărştierea situării motoarelor în sistemul de coordonate $P_F = f(\varphi_v)$ respectiv $P_F = f(V_Z)$ (fig. 3) poate fi delimitată cu suficientă aproximaţie de dreptele Δ_1 şi Δ_2. Această delimitare duce la concluzia că motoarele se împart în două grupe :

— grupa motoarelor de la dreapta intersecţiei celor două drepte avînd turaţii cuprinse în general între 3600+3000 min^{-1} şi incluzînd cilindree unitare de la 0,225 la 0,6 dm^3 ;

— grupa motoarelor de la stînga intersecţiei celor două drepte avînd turaţii cuprinse în general între 3000÷2400 min^{-1} şi incluzînd cilindree de la 0,6 la 1,0 dm^3.

Fără a putea spune că cele două grupe de motoare sînt absolut precis delimitate, totuşi, se poate afirma că în timp ce încărcare a P_F a motoarelor din prima grupă creşte cu scăderea lui φ_v, respectiv creşterea lui V_Z, încărcarea motoarelor din cea de a doua grupă tinde să scadă cu creşterea lui V_Z, respectiv scăderea lui φ_v.

Intrucît factorul P_F reprezintă solicitarea termică este o mărime dedusă din partea efectivă a motorului, rezultă că nu este indicat ca P_F să fie generalizat drept criteriu de comparaţie la motoare de mărimi foarte diferite funcţionînd la turaţii de asemenea mult diferite. Aceasta decurge din aceea că mecanic η_m al motorului. Ştiind că η_m la un motor monocilindru funcţionînd la 3600 rot/min este de circa 0,55, iar consumul specific de combustibil de aproximativ 230 g/CPh, în timp ce la un motor policilindric mai lent, η_m poate fi de exemplu 0,8 iar consumul specific circa 180 g/CPh, apare

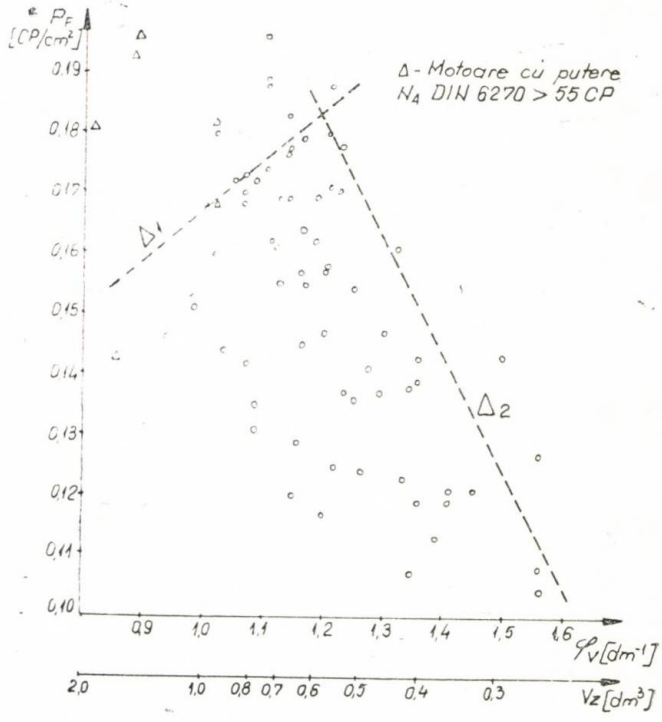


Fig. 3

evident că mărimea P_F poate fi luată ca termen de comparație numai într-un domeniu mai restrîns, caracterizat de turații, mărimi de cilindru și numere de cilindri sensibil apropiate.

La fel, factorul a reflectînd solicitarea mecanică a motorului datorită forțelor de inerție, trebuie luate în considerație cu oarecare rezervă, întrucît fiind funcție de alezaj și ilustrînd mărimea sau mai exact masa pistonului, nu cuprinde gradul diferit de tehnicitate în materie de construcție a echipamentului mobil. Se poate exemplifica această aserțiune aducînd spre comparație două pistoane de același alezaj ÷ ∅95 : FIAT seria 800 cu o greutate de 930 gf și NOVA pentru motoarele CRO 951, RD 951/2 Ruggerini cu o greutate de numai 800 gf.

Prin interpretarea datelor reprezentate în diagramele arătate se poate preconiza nivelul solicitării motorului proiectat, respectiv puterea și turația pentru alezajul și cursa adoptată.

Cercetarea și încercarea motorului pe banc, presupune un instrumentar corespunzător în conformitate cu fenomenele ce trebuie studiate și în scopul obținerii unui număr suficient de date care să ilustreze funcționarea motorului într-o anumită soluție constructivă, pentru determinarea reglajelor optime și în același timp optimizarea unor soluții constructive. Prelucrarea rezultatelor măsurărilor va conduce în final la rezolvarea problemelor principale menționate de altfel la începutul acestei lucrări.

Regimul termic al motorului corelat cu procesul de ardere se urmărește pe baza diagramei indicate la care se asociază ridicarea acului injectorului în vederea determinării unor parametri principali ai arderii (presiunea maximă, gradientul de presiune, perioada de întîrziere la autoaprindere) și cu ajutorul unor termocupluri amplasate în mai multe puncte importante din chiulasă și cilindru.

In figura 4 este arătată variația presiunii în cilindru și ridicarea acului injectorului la un motor răcit cu aer funcționînd la 3000 rot/min. și putere continuă.

O importanță deosebită pentru regimul termic o prezintă evident și funcționarea ventilului, respectiv asigurarea debitului de aer necesar răcirii. În cele ce urmează sînt pre-

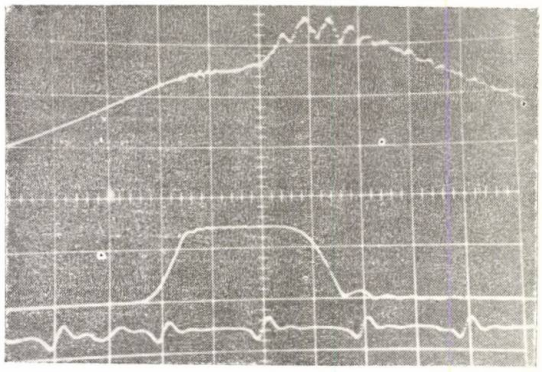


Fig. 4

zentate o serie de rezultate obținute în cursul cercetărilor efectuate pe motorul diesel bicilindru răcit cu aer, realizat în concepție proprie.

După obținerea performanțelor preconizate, o atenție specială a fost acordată repartiției și nivelului temperaturilor în chiulasă. Au fost experimentate două variante constructive de chiulasă avînd arhitecturi diferite.

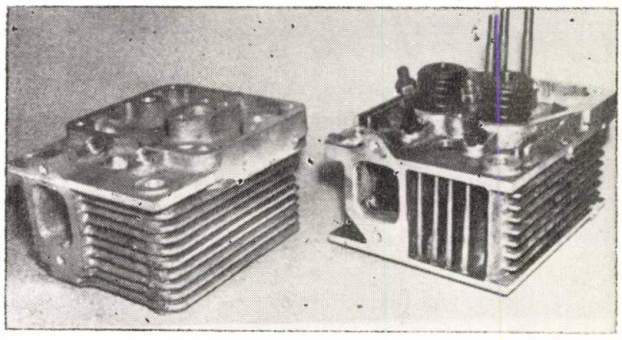


Fig. 5

În figura 5 sînt arătate comparativ construcțiile celor două variante denumite „A" (stînga) și „B".

Temperaturile în chiulasă au fost determinate în diferite puncte, pe ambele variante de chiulase. Pentru a se realiza comparația

Tabelul 1

Punct măsurare / Varianta	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Temperatura [°C]								
A	—	179	—	—	—	152	—	168	—
B	150	152	163	173	124	121	120	136	131

între nivelul temperaturilor în cele două variante constructive, trei dintre poziţiile de amplasare a termocuplelor sînt comune.

În tabelul 1 jos sînt sistematizate rezultatele măsurărilor de temperaturi obţinute la regimul puterii continue, 24 CP şi turaţiei nominale — 3000 rot/min.

Dispoziţia punctelor de măsurare este arătată în figura 6. Termocuplele s-au montat la 14 mm de suprafaţa de aşezare a chiulasei. Se constată că răcirea chiulasei varianta „B" este mult mai bună, diferenţele în punctele comune de măsurare variind între 27 şi 32°C. Aceste diferenţe se explică prin efectul combinat al arhitecturii chiulasei şi al comportamentului ventilatorului.

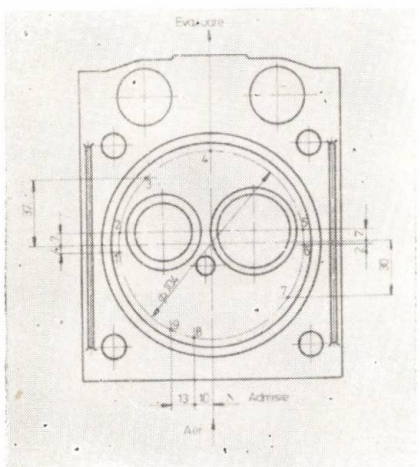


Fig. 6

În vederea stabilirii unor corelaţii între temperaturile înregistrate şi regimul de funcţionare a motorului s-au trasat diagramele din figura 7 şi figura 8.

Curbele din figura 7 reprezintă variaţia temperaturii maxime măsurate în chiulasă funcţie de turaţie la diferite sarcini. Alura curbelor reprezentate are o deosebită importanţă, întrucît conduce nu numai la concluzia limitării sarcinii prin limitarea nivelului maxim de temperatură, dar şi la stabilirea domeniului de turaţie admis pentru funcţionarea motorului. Este cunoscut faptul că domeniul prescris pentru funcţionarea motoarelor diesel răcite cu aer, avînd turaţia nominală de 3000 rot/min este în general cuprins între 2000÷3000 rot/min.

Un criteriu de mare importanţă pentru limitarea puterii dezvoltate de motor îl constituie nivelul tensiunilor termice, caracterizat de diferenţa de temperatură între două puncte apropiate cu temperaturi diferite.

Tensiunile termice mai periculoase, apar în general în chiulasă datorită arhitecturii ei complicate, cu zone puternic răcite şi zone foarte calde. În figura 8 s-a reprezentat variaţia Δt a diferenţei de temperatură între punctele 4 şi 5 (fig. 6) considerată semnificativă, funcţie de sarcină. Alura de variaţie a

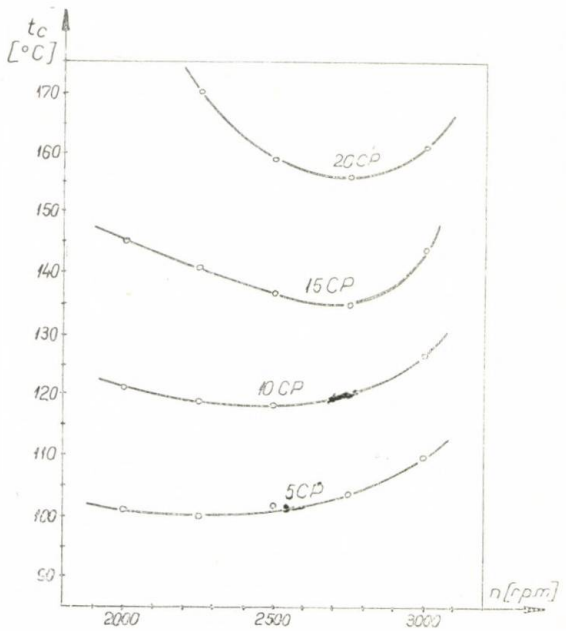


Fig. 7

curbei, indică o creştere lentă la sarcină mică, după care, de la o anumită valoare, creşterea devine accentuată, astfel că, la o creştere relativ mică a sarcinii, valoarea Δt creşte substanţial. În consecinţă, stabilirea sarcinii care nu trebuie depăşită, devine o problemă relativ dificilă.

Variaţia temperaturii cilindrului (fig. 9) funcţie de turaţie, la sarcini variabile, are o alură oarecum asemănătoare variaţiilor temperaturilor în chiulasă. Temperatura reprezentată, a fost măsurată la 2 mm de oglinda

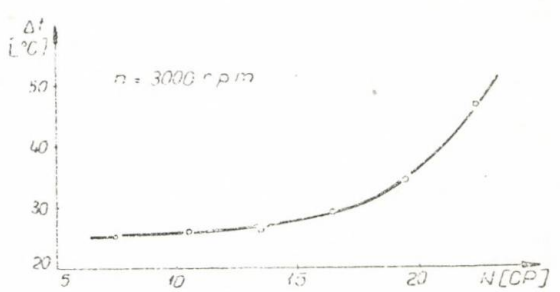


Fig. 8

cilindrului, în dreptul segmentului de foc, cînd pistonul se găseşte la PMI şi sub traiectul canalului de evacuarea din chiulasă, adică în punctul cel mai cald. Ca şi la chiulasă, se observă nu numai modificările nivelului temperaturilor, ci şi modificările de alură ale

curbelor cu aceeași importanță în limitarea sarcinii maxime, precum și a domeniului de turație admis pentru funcționarea motorului.

S-a arătat anterior că cercetarea procesului de ardere trebuie să se facă simultan cu luarea în considerație a regimului termic. Cantitățile de căldură furnizate prin ardere sînt în general proporționale cu doza de combustibil injectată. Nu trebuie pierdut însă din vedere faptul că, pe de o parte, puterea calorică a combustibilului este o funcție de temperatura la care se cedează căldura, iar pe de altă parte, procesul de ardere, care influențează căldura de reacție, se poate produce cu viteze variabile ce sînt legate de

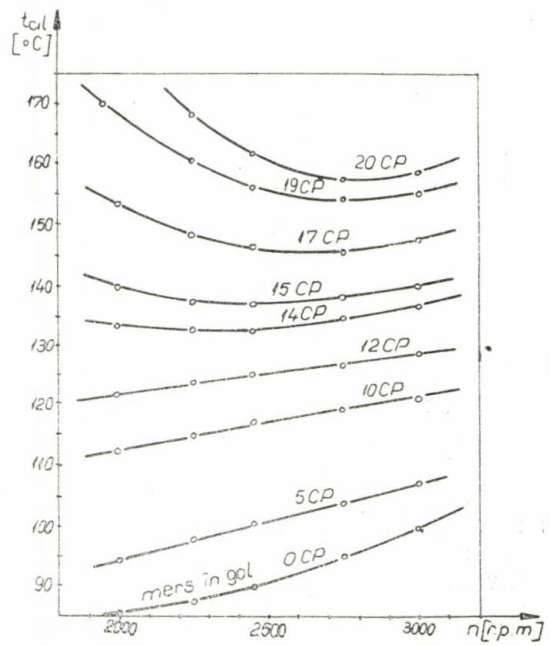


Fig. 9

temperatură și presiune, turbulență, exces de aer, lege de injecție etc. Unul dintre factorii care modifică condițiile arderii este avansul la injecție.

În figura 10 s-a reprezentat variația unor parametri de mare interes pentru funcționarea motorului — consumul specific de combustibil și gradul de fum — precum și variația temperaturilor cilindrului și gazelor de evacuare în funcție de unghiul de avans la injecție.

Se constată că din punctul de vedere al economicității, combinat cu gradul de fum și temperatura gazelor de evacuare, este convenabil un avans de circa 30°RAC ; din punctul de vedere al temperaturii cilindrului, este convenabil un avans mai mic de 30°RAC. Se vede că în domeniul de variație al unghiului β, 23÷33°RAC, temperatura cilindrului a variat cu 14°. Rezultă că adoptarea lui β, reprezintă o soluție de compromis.

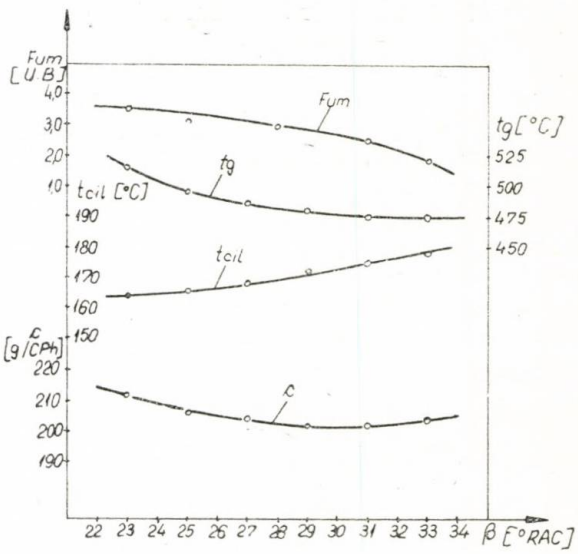


Fig. 10

Măsurătorile de banc au arătat că un avans cuprins între 27÷29° RAC este convenabil și din punctul de vedere al mersului liniștit al motorului.

Cercetările efectuate pe motorul bicilindru răcit cu aer sub aspectul regimului termic s-au extins în **mai multe direcții** printre care :

- **studiul comportării ventilatorului și debitul de aer necesar ;**
- **cercetarea regimului termic al uleiului ;**
- **nivelul temperaturilor aerului de răcire ;**
- **influența regimului termic asupra umplerii motorului, etc.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bănică, P.* : Studii și cercetări pentru realizarea familiei de motoare răcite cu aer de 15÷50 CP. Motor Diesel industrial bicilindric răcit cu aer de 20—25 CP (lucrare I.N.M.T. — nepublicată).

[2] *Pospelov, D.R.* : Motoare cu ardere internă cu răcire cu aer. Moscova, 1961.

CZ : 621.431

Calculul formei și evoluția jetului de combustibil injectat direct în camera de ardere a motorului cu ardere internă

Șef lucr. ing. Radu **GAIGINSCHI**, asist. ing. Nonel **TIRER** — Institutul politehnic Iași

Evoluția în timp și spațiu a jetului de combustibil introdus direct în cilindru a format obiectul multor cercetări teoretice și experimentale [3], [4], [5], dată fiind importanța majoră a acestei probleme referitor la pregătirea amestecului înaintea arderii.

Uneori este necesară cunoașterea precisă a evoluției conturului jetului, aspectele legate de structura sa intimă avînd o importanță mai mică. Intr-o asemenea situație se pot obține rezultate conform realității prin utilizarea unui model de calcul care să abordeze evoluția anvelopei jetului pe baza mișcării unei singure picături de pe contur, ipotezele de calcul apropiindu-se mai mult de condițiile reale din cilindru.

Forma anvelopei jetului și poziția sa în raport cu mecanismul motor pot fi stabilite la un moment dat, prin determinarea coordonatelor picăturilor de pe contur. Aceste coordonate se obțin prin rezolvarea sistemelor de ecuații diferențiale caracterizînd fiecare mișcare a unei picături din anvelopă [1]. Poziția spațiului ocupată de picătură depinde de momentul inițial al injecției, de direcția imprimată, de viteza și de coordonatele sale în momentul ieșirii din orificiul de pulverizare (se consideră că fracționarea combustibilului în picături are loc la ieșirea din orificiul de pulverizare).

Direcția inițială imprimată mișcării depinde de conicitatea jetului, de poziția pe con a generatoarei după care se consideră mișcarea și de înclinația, în raport cu sistemul de coordonate ales, a axului orificiului de pulverizare. În figura 1 se prezintă schematic jetul inițial cu unghiurile necesare calculului, în cadrul unui sistem triortogonal de coordonate la care axa verticală OZ este aceeași cu axa cilindrului.

Direcția inițială imprimată mișcării necesită cunoașterea următoarelor unghiuri :

δ_1, δ_2, δ_3 — unghiurile între axul orificiului de pulverizare și respectiv planele XY, YZ și XZ ;

θ_1, θ_2, θ_3 — unghiurile proiecției axului orificiului de pulverizare respectiv cu axa Y în planul XY, cu axa Y în planul YZ și cu axa Z în planul XZ ;

J_1, J_2, J_3, — unghiurile sub care se proiectează conul inițial, respectiv pe planul XY, YZ, XZ ;

t — unghiul între proiecțiile pe planul XY ale axului orificiului de pulverizare și generatoarei conului după care se consideră că este injectată inițial picătura ;

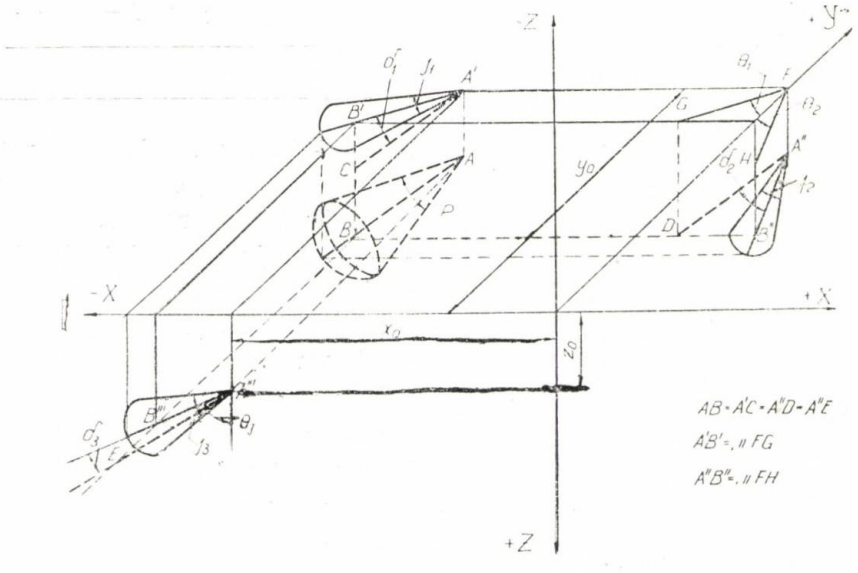


Fig. 1

q_1 q_2, q_3 — unghiurile între generatoarea considerată a conului inițial și respectiv planele XY, YZ și XZ;

ξ_1, ξ_2, ξ_3 — unghiurile proiecției generatoarei după care se consideră injecția picăturii respectiv cu axa Y în planul XY, cu axa Y în planul YZ și cu axa Z în planul XZ.

Unghiurile δ caracterizează construcția și amplasarea injectorului, conicitatea $\hat{p}$ a jetului se determină experimental sau prin calcul [3], iar unghiul t constituie în fond parametrul care, introdus în condițiile inițiale ale ecuațiilor traiectoriei picăturii, permite trecerea de la mișcarea unei singure picături la mișcarea anvelopei jetului.

Celelalte unghiuri se determină prin calcul în funcție de δ_1, δ_2 p și t cu relațiile:

$$\delta_3 = \arccos \sqrt{\sin^2 \delta_1 + \sin^2 \delta_2} \qquad (1)$$

$$\theta_1 = \arcsin \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_1}; \quad \theta_2 = \arcsin \frac{\sin \delta_1}{\cos \delta_2};$$

$$\theta_3 = \arcsin \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_3} \qquad (2)$$

$$J_1 = 2\operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} \frac{p}{2}}{\cos \delta_1}; \quad J_2 = 2\operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} \frac{p}{2}}{\cos \delta_2};$$

$$J_3 = 2\operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} \frac{p}{2}}{\cos \delta_3} \qquad (3)$$

$$q_1 = \arcsin \left(\frac{\cos \frac{p}{2} \sin \delta_1 \pm \cos \delta_1 \cos t \sqrt{\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1 \cos^2 t - \cos^2 \frac{p}{2}}}{\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1 \cos^2 t} \right) \qquad (4)$$

$$q_2 = \arcsin [\cos q_1 \sin(\theta_1 \pm t)];$$

$$q_3 = \arccos \sqrt{\sin^2 q_1 + \sin^2 q_2}$$

$$\xi_1 = \theta_1 \pm t; \quad \xi_2 = \arcsin \frac{\sin q_1}{\cos q_2};$$

$$\xi_3 = \arcsin \frac{\sin q_3}{\cos q_3} \qquad (5)$$

Proiecțiile vitezei inițiale a picăturii pe axele de coordonate sînt date de relațiile:

$$\left(\frac{dx}{d\tau}\right)_{\tau=0} = v_{po} \cos q_1 \sin \xi_1;$$

$$\left(\frac{dy}{d\tau}\right)_{\tau=0} = v_{po} \cos q_1 \cos \xi_1;$$

$$\left(\frac{dz}{d\tau}\right)_{\tau=0} = v_{po} \cos q_3 \cos \xi_3 \qquad (6)$$

Jetul se consideră a fi format din secțiuni suprapuse, fiecare evoluînd în timp după o anumită lege. O secțiune de jet este determinată de poziția picăturilor de pe contur la momentul respectiv. Se consideră că o secțiune inițială din jet (din momentul injectării) este reprezentată prin 4 picături de pe contur, alese astfel:

— 2 picături aflate pe generatoare opuse, cuprinse în planul median al conului inițial, plan care intersectează planul XY după o linie perpendiculară pe proiecția pe planul XY a axului orificiului de pulverizare; această particularizare permite studierea evoluției proiecției jetului pe planul XY. Evident, direcția inițială a celor două picături este determinată prin unghiurile $t_1 = J1/2$ și $t_2 = J1/2$;

— 2 picături aflate pe generatoare opuse cuprinse în planul median al conului inițial, plan perpendicular pe planul XY; această particularizare permite studierea evoluției proiecției jetului pe planul YZ. Direcția inițială a picăturilor este determinată prin unghiurile $t_3 = t_4 = 0$.

Calculele s-au făcut pe baza unor ipoteze [1] apropiate de realitate, pentru cazul unui jet de benzină injectat direct în cilindru unui motor cu aprindere prin scînteie cu raportul de comprimare $\varepsilon = 13$, funcționînd în plină sarcină, la turația de 1700 rot/min. S-a considerat că injecția are loc către sfîrșitul procesului de comprimare, într-un fluid care se rotește în jurul axului cilindrului, presiunea de injecție modificîndu-se în raport cu poziția arborelui cotit (°RAC) după curba prezentată în figura 2.

Parametrii caracterizînd starea mediului din cilindru cît și proprietățile combustibilului au fost prezentați în lucrarea [1].

În tabelul 1 se prezintă caracteristicile geometrice luate în calcul pentru structura jetului inițial.

Datele din tabelul 2, calculate cu relațiile (4) și (5), stabilesc pozițiile inițiale a 4 picături din anvelopa jetului, alese după cum s-a menționat anterior.

În figurile 3 și 4 se prezintă evoluțiile a 4 secțiuni dintr-un jet în proiecțiile pe planele XY și YZ în funcție de timp sau de poziția arborelui cotit. Reprezentările grafice

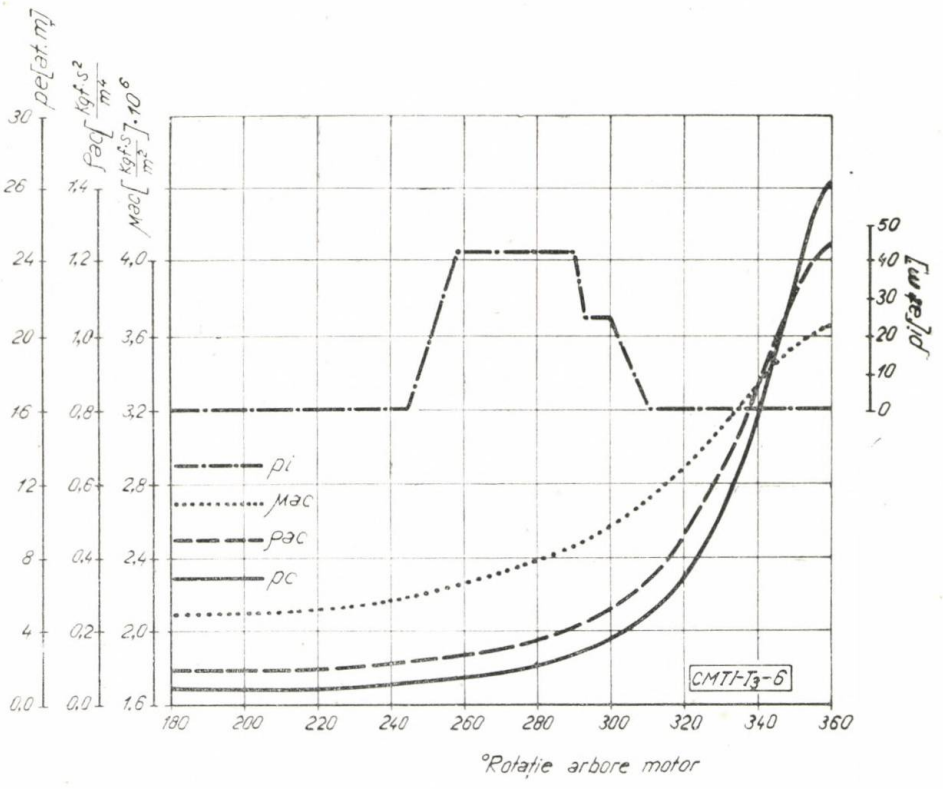


Fig. 2

Coordonatele secțiunii de ieșire a orificiului de pulverizare sînt: $x_0=0$, $y_0=23{,}5$ și $z_0=0$. Proiecțiile vitezei inițiale se calculează cu relațiile (6), cunoscînd că viteza scurgerii prin orificiul de pulverizare, la începutul injecției, are valoarea 74,464 m/sec.

corespund unor picături cu diametrul inițial de 70 μm, intervalul de timp între injecțiile picăturilor din două secțiuni succesive fiind de 10^{-3} sec.

În figura 5 se prezintă modificarea, în funcție de timp sau de rotația arborelui cotit,

Tabelul 1

δ_1	δ_2	δ_3	θ_1	θ_2	θ_3	p	J_1	J_2	J_3
55°20'	15°10'	30°20'	27°20'	58°30'	17°40'	14°	24°20'	14°30'	16°10'

Tabelul 2

Picătura	t	q_1	q_2	q_3	ξ_1	ξ_2	ξ_3
1	12°10'	55°55'	20°55'	25°40'	39°30'	62°25'	23°15'
2	—12°10'	55°55'	8°25'	32°40'	15°10'	56°50'	10°5'
3	0	62°20'	12°20'	24°25'	27°20'	65°	13°35'
4	0	48°20'	17°50'	36°10'	27°20'	50°40'	22°15'

a diametrului picăturilor injectate succesiv în cilindru în ordinea debitării secțiunilor respective din jet.

Valorile numerice au fost obținute în urma rulării, pe un calculator FELIX C-256, a programului FORTRAN întocmit pe baza or-

Fig. 3

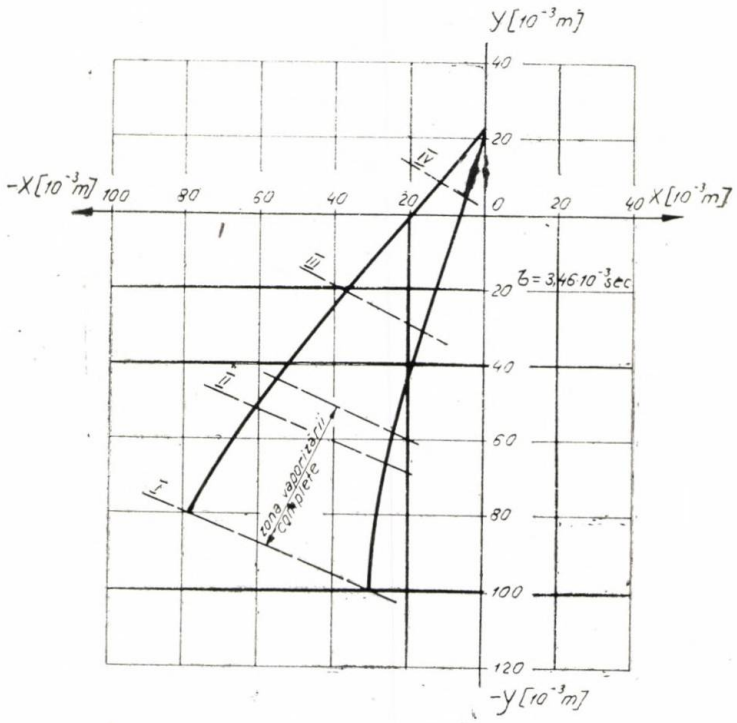
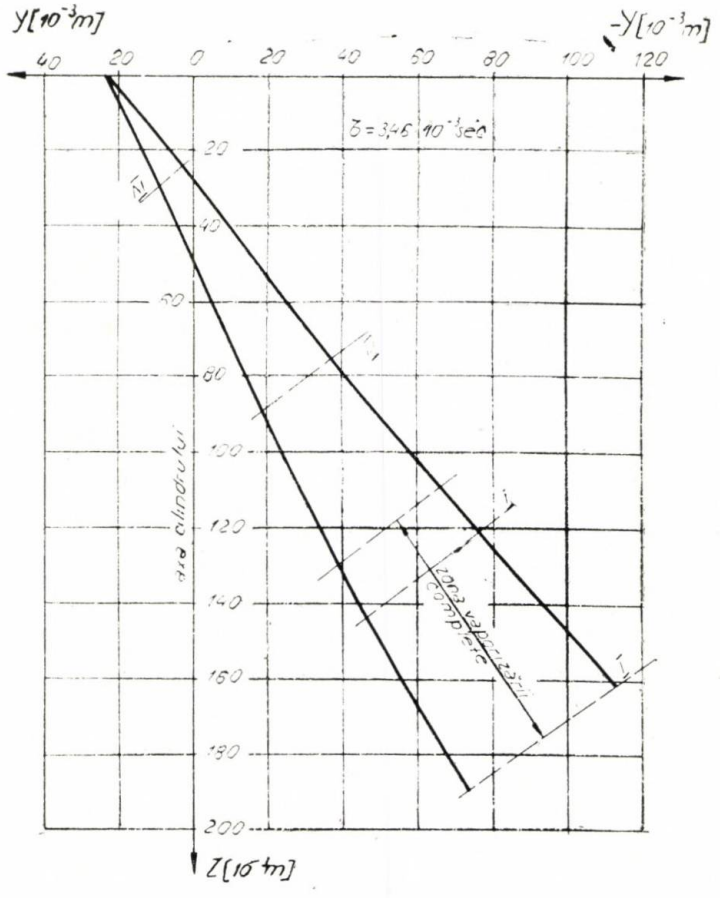


Fig. 4



ganigramei din figura 6, în care se folosesc notații similare celor din lucrarea [1].

Programul permite calculul unui număr de puncte NRPCT de pe traiectoriile a NP picături de pe anvelopa jetului, injectate după secțiuni de jet la diverși (NI) timpi de referință TO.

Soluțiile se obțin cu ajutorul subprogramului DSRKG din biblioteca matematică a calculatorului, subprogram ce permite rezolvarea în dublă precizie a unui sistem de N ecuații [1] diferențiale de gradul 1, prin metoda Runge-Kutta-Gill [2].

Folosirea subprogramului DSRKG a impus scrierea unei subrutine FCT (X, Y, DERI) pentru definirea membrului secund al sistemului de ecuații de rezolvat, precum și scrierea subrutinei ∅UT (X, Y, DERI, NBER, N, PARA).

Vectorul AUX conține valorile inițiale ce caracterizează mișcarea fiecărei picături din jet.

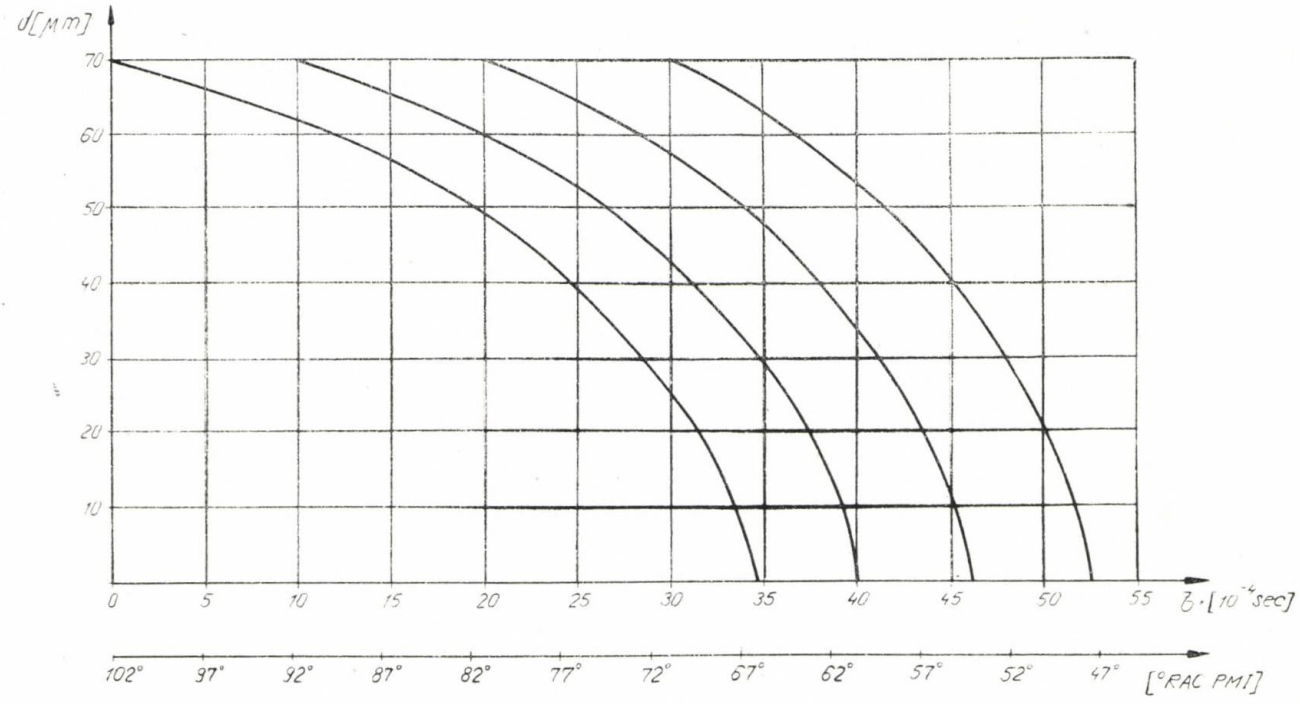


Fig. 5

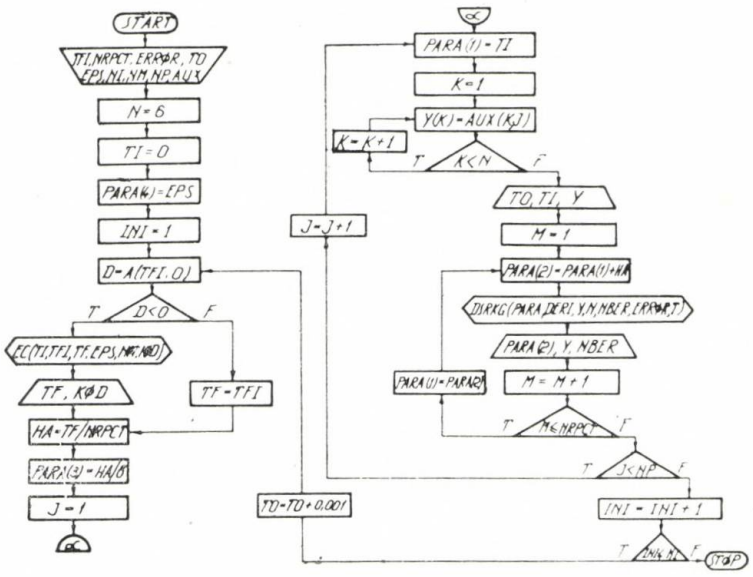


Fig. 6

Metodica de calcul expusă permite aprecierea traiectoriei jetului de combustibil injectat direct în cilindru fiind utilă în cazurile în care interesează repartiția combustibilului în volumul camerei de ardere, concordanța între arhitectura camerei și parametrii mișcării combustibilului și aerului etc. Desigur, metodica poate fi extinsă în sensul determinării unor date caracterizînd structura internă a jetului, lucru care presupune însă reconsiderarea ipotezelor de calcul și introducerea unor noi funcții legate de concentrația combustibilului, de repartiția vitezelor etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gaiginschi, R., Tirer, N.:* Mișcarea picăturilor de combustibil injectat direct în cilindrul motorului cu ardere internă. Construcția de mașini, nr. 2 1979.

[2] * * * Iris-50. Sous-programme mathémathique, manual d'utilisation. Paris, 1971.

[3] *Petrov, Z. X.:* Metodica rasceta dvijenia toplivnova fakela. Izv. vîss. ucebn. zaved. Mașinostroenie, 12, 1969.

[4] *Lișevski, A. S.:* Proțessî raspîlivania topliva dizelnîe forsuncami. Moskva, 1963.

[5] *Russinov, R. V.:* Construcția i rascet dizelnoi toplivnoi apparaturî, Moskva, 1965.

CZ : 621—71

Contribuții la studiul comparativ al performanțelor a unor tipuri diferite de răcitoare de ulei tubulare cu manta

Prof. dr. ing. H. **THEIL**, conf. dr. ing. I. **BEJAN**, ing. E. **NEACȘU** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

În cadrul unor contracte de colaborare științifică cu diferite întreprinderi din țară, avînd ca scop obținerea de date experimentale privind răcitoare de ulei pentru diverse motoare cu ardere internă destinate transportului feroviar și maritim, s-au cercetat mai multe tipuri de schimbătoare de căldură în vederea realizării unui aparat cu performanțe ridicate, prin care să se elimine importul de astfel de utilaje.

Rezultatele cercetărilor efectuate în cadrul laboratorului de termotehnică I.P.T. asupra unor schimbătoare de căldură cu țevi simple (∅ 12 x 1 mm) și cu țevi cu aripioare interioare (∅ 15 x 1 mm) de producție indigenă și de import au fost publicate în perioada 1963—1971, [1], [2], [3].

În prezenta lucrare se expun rezultatele obținute de cercetările întreprinse asupra unui schimbător de căldură cu țevi coaxiale, de tip Field (fig. 2). Elementele schimbătoare de căldură de tip Field se compun din două țevi coaxiale (fig. 1).

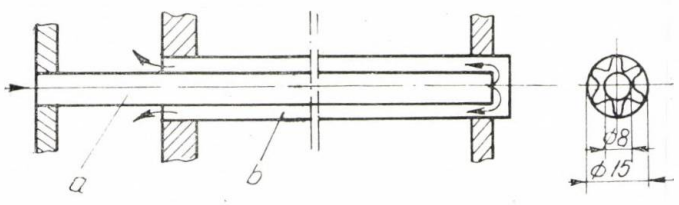


Fig. 1 Element de schimbător de căldură de tip Field.

Fluidul străbate un drum prin țeava interioară *a*, iar un al doilea drum, după o întoarcere de 180°, prin spațiul inelar *b* în care, pentru îmbunătățirea transferului de căldură, sînt montate aripioare. În funcție de conectarea elementului la camera colectoare, fluidul poate străbate primul drum fie prin țeava interioară, fie prin spațiul inelar.

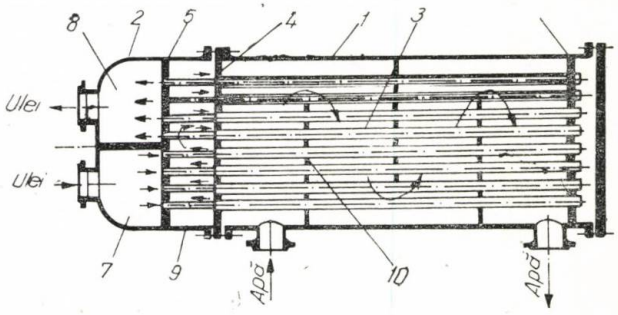


Fig. 2 Schimbător de căldură cu elemente de tip Field cu două treceri de partea uleiului

Schimbătorul de căldură (fig. 2) constă dintr-o manta cilindrică *1*, prevăzută cu un capac demontabil 2. Fascicolul de țevi 3, compus din 290 elemente Field, dispuse în eșichier la un pas de 18 mm, avînd o lungime de 1075 mm (992 mm lungime spălată de apă), este fixat la un capăt de o placă tubulară fixă *4*, iar la celălalt capăt într-o placă tubulară mobilă *6*. Capătul țevilor exterioare (∅ 15 x 0,5) comunică cu o cameră de întoarcere *9*, despărțită de camerele colectoare de

intrare și ieșire 7 și 8 printr-o placă tubulară 5. Țevile interioare (∅ 8 x 0,5) comunică cu cele două camere colectoare. Dirijarea circulației fluidului în exteriorul țevilor este realizată prin trei șicane disc *10*.

În tronsonul inferior al fasciculului de țevi uleiul străbate primul drum de la colectorul de intrare 7, prin țevile interioare *a* și al doilea drum, spre camera de întoarcere, prin țevile exterioare b. Din camera de întoarcere uleiul este dirijat spre colectorul de ieșire *8* prin țevile exterioare în primul drum și prin cele interioare în cel de al doilea drum. Apa de răcire circulă în jurul țevilor exterioare în spațiul dintre plăcile tubulare *4* și *6*.

Incercările s-au efectuat pe standul experimental existent în Laboratorul de termotehnică [2], pentru următoarele condiții de lucru :

— temperaturi de intrare ale uleiului în răcitor între 70 și 110°C ;

— temperaturi de intrare ale apei în răcitor între 65 și 85°C

— viteza apei în răcitor între 0,2 și 1 m/s.

— viteza uleiului între 0,4 și 1 m/s.

Din datele experimentale s-au calculat fluxul de căldură :

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t, \quad [\mathrm{W}]^{*)} \qquad (1)$$

și diferența de temperatură medie logaritmică :

$$\Delta t_m = \varepsilon_0 \frac{(t'_u - t''_a) - (t''_u - t'_a)}{\ln \dfrac{t'_u - t''_a}{t''_u - t'_a}}, \quad [\mathrm{grd}] \qquad (2)$$

rezultînd coeficientul de trecere a căldurii :

$$k = \frac{Q}{A \Delta t_m}, \quad [\mathrm{W/m^2\,grd}] \qquad (3)$$

raportat la suprafața de căldură de partea apei.

Căldurile specifice și densitățile uleiului la diferite temperaturi au fost calculate în funcție de densitatea uleiului la 15°C cu relațiile [4] :

$$C_u = \frac{53500 + 107{,}1t}{\sqrt{\rho_{u15^\circ}}}, \quad [\mathrm{J/kg\,grd}] \qquad (4)$$

și :

$$\rho_u = \rho_{u15^\circ} + 0{,}645(15 - t), \quad [\mathrm{kg/m^3}] \qquad (5)$$

În figurile 3 ... 6, în care sînt reprezentați coeficienții de trecere a căldurii și căderile de presiune la trecerea fluidelor prin răcitor, se compară rezultatele obținute la încercarea răcitorului de ulei cu țevi de tip Field, cu cele ale unui răcitor de ulei cu țevi cu aripioare interioare [3]. Comparația între țevile de tip Field, țevi cu aripioare interioare și țevi simple cu diametre exterioare apropiate se face privind numai eficiența lor termică, deoarece superioritatea comportării

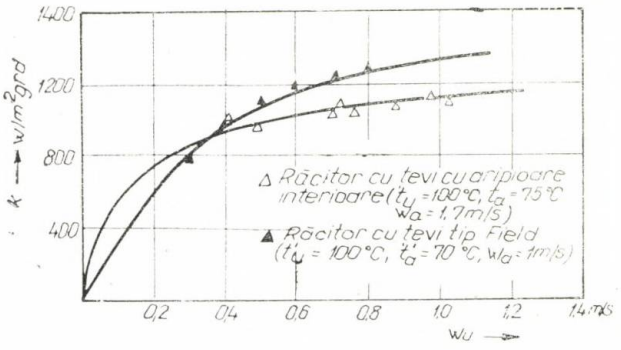


Fig. 3 Variația coeficientului de trecere a căldurii k în funcție de viteza uleiului w_u.

termice a țevilor cu aripioare interioare a fost scoasă în evidență în lucrările anterioare amintite.

Din figura 3, în care s-a reprezentat variația coeficientului de trecere a căldurii k în funcție de viteza uleiului w_u (calculată pentru elementele Field în raport cu secțiunea inelară), se remarcă superioritatea țevilor cu aripioare interioare pînă la viteze de circa 0,4 m/s, iar la viteze mai mari superioritatea țevilor de tip Field. Autorii consideră că aceasta se datorește ponderii diferite pe care o are viteza asupra coeficientului de convecție α, la cele două tipuri (exponentul produsului $Re \cdot Pr$ este 0,8 în cazul spațiilor inelare și circa 0,4 în cazul țevilor cu aripioare interioare cercetate [5], [6]).

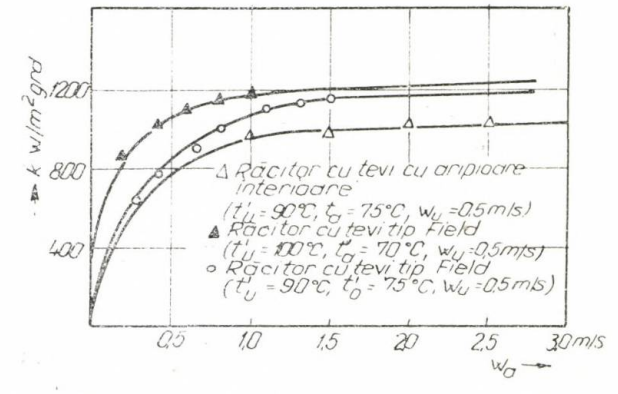


Fig. 4 Variația coeficientului de trecere a căldurii k în funcție de viteza apei w_a.

Din figura 4, în care s-a reprezentat influența vitezei apei w_a asupra coeficientului de trecere a căldurii k, se vede că viteza apei

* Simbolurile utilizate sînt explicate la sfîrșitul lucrării.

are o influență sensibilă doar pînă la valori de circa 1,5 m/s. O mărire în continuare a vitezei devine neeconomică. Superioritatea performanțelor elementelor Field față de țevi cu aripioare interioare se explică, după cum rezultă din figura 3, prin viteza de circulație a uleiului de 0,5 m/s, la care s-au făcut aceste încercări.

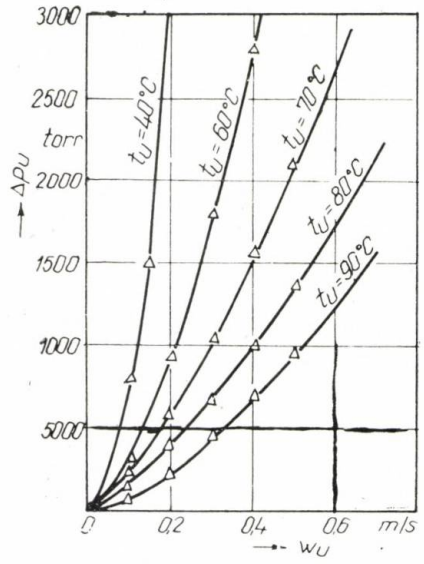


Fig. 5 Căderea de presiune a uleiului Δp_u în funcție de viteza uleiului w_u pentru răcitorul din figura 2.

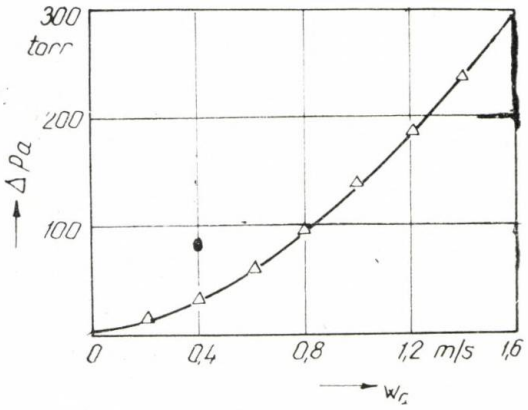


Fig. 6 Căderea de presiune a apei Δp_a în funcție de viteza apei w_a pentru răcitorul din figura 2.

În figurile 5 și 6 sînt prezentate căderile de presiune ale uleiului și ale apei, în funcție de vitezele respective de-a lungul schimbătorului de căldură.

Pentru a compara eficacitatea unui răcitor de ulei cu țevi Field, cu eficacitățile schimbătoarelor de căldură cu țevi simple și cu țevi cu aripioare interioare avînd diametre exterioare comparabile, s-a calculat coeficientul de eficiență propus de Glaser [7], cu expresia :

(6)

$$\varepsilon = \frac{Q}{\Delta t_m (P_u + P_a)} = \frac{kA}{V_u \Delta P_u + V_a \Delta P_a}, \quad [1/\text{grd}]$$

și suprafața necesară transmiterii unui flux de căldură de 1 kW la $\Delta t_m = 1$ grd :

$$A_{nec} = \frac{Q}{k \Delta t_m} = \frac{1000}{k}, \quad [\text{m}^2] \qquad (7)$$

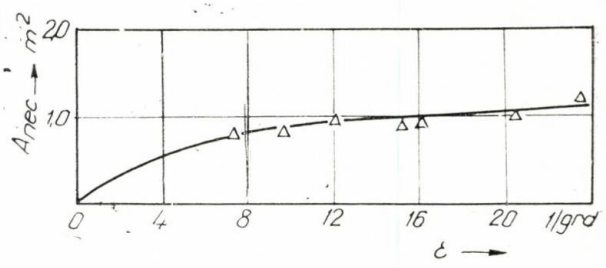


Fig. 7 Dependența $A_{nec} = f(\varepsilon)$ pentru schimbătoare de căldură cu țevi de tip Field.

În figura 7 se prezintă dependența suprafeței necesare A_{nec} în funcție de ε pentru schimbătorul de căldură cercetat, cu elemente de tip Field.

Suprapunînd peste rezultatele obținute anterior [3] privind dependența $A_{nec} = f(\varepsilon)$ pentru răcitoare de ulei cu țevi simple și țevi cu aripioare interioare rezultate din figura 7, s-a obținut figura 8. Se vede că suprafața necesară pentru transmiterea unui anumit flux de căldură, la aceleași cheltuieli de exploatare, este minimă pentru răcitoare cu țevi tip Field și cu circa 10% mai mare pentru răcitoare cu țevi cu aripioare, în timp ce răcitoarele cu țevi simple de același diametru exterior necesită suprafețe de schimb de căldură mult mai mari. Este de remarcat, că la scăderea diametrului țevilor simple, eficiența răcitorului se mărește. La un dia-

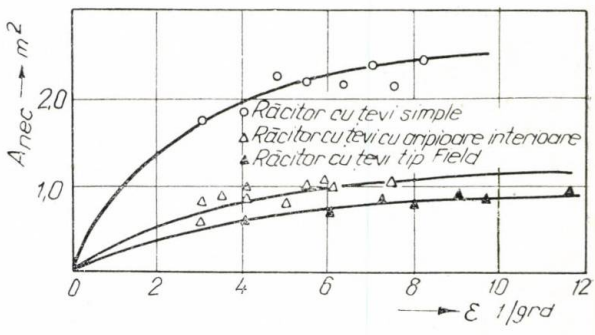


Fig. 8 Dependența $A_{nec} = f(\varepsilon)$ pentru trei tipuri de răcitoare de ulei.

metru al țevilor de 6 x 0,5 mm de exemplu s-au obținut eficiențe ε comparabile cu cele ale schimbătoarelor de căldură cu elemente Field.

În figura 9 s-a reprezentat variația coeficientului de eficiență ε în funcție de viteza uleiului pentru răcitorul de ulei cu elemente de tip Field și cu țevi cu aripioare interioare.

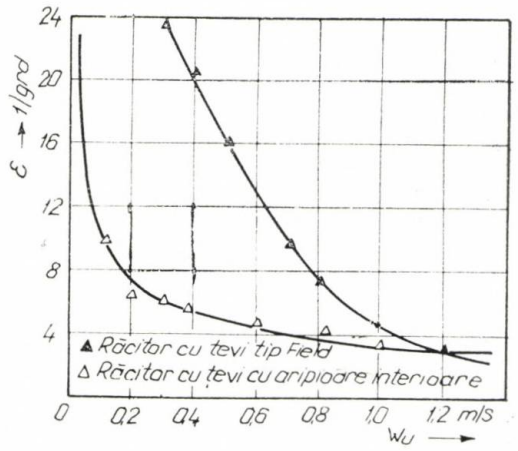


Fig. 9 Dependența $\varepsilon = f(w_u)$ pentru schimbătoare de căldură cu elemente tip Field și cu țevi cu aripioare interioare.

Se observă că pentru cheltuielile de exploatare identice (valori egale ale lui ε), circulația uleiului trebuie realizată cu viteze mult mai mari în țevile Field, decît în țevile simple cu aripioare interioare.

Concluzii

Din studiul comparativ efectuat asupra diferitelor tipuri de ulei se desprind următoarele :

1. viteza apei are influență sensibilă asupra coeficientului de trecere a căldurii pînă la valori în jur de 1 ... 1,5 m/s, datorită valorilor inferioare ale coeficientului de convecție de partea uleiului față de cel al apei. Creșterea vitezei apei peste valorile de mai sus nu este indicată ;

2. în domeniul vitezelor economice ale apei, creșterea vitezei uleiului peste 0,4 m/s, duce la o sensibilă mărire a coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare cu elemente Field. Valorile optime ale vitezei uleiului trebuie calculate pentru fiecare caz în parte ;

3. pentru cheltuieli identice de exploatare, și diametre exterioare ale țevilor comparabile, soluția cu țevi Field este optimă, respectivele schimbătoare de căldură încadrîndu-se în gabaritul minim.

Simboluri folosite

A [m²] — suprafața de schimb de căldură ;
A_{nec} [m²] — suprafața necesară transmiterii fluxului de căldură de partea apei de un kW la o diferență medie de temperatură de un grad ;
c [J/kg grd] — căldura specifică ;
k [W/m² grd] — coeficientul de trecere a căldurii de partea apei ;
m [kg/s] — debit masic ;
Δp [N/m²] — căderea de presiune la trecerea fluidului prin răcitor ;
P [W] — putere ;
Q [J/s] — flux termic ;
t [°C] — temperatură ;
Δt [°C] — diferența de temperatură ;
Δt_m [°C] — diferența medie de temperatură ;
$\dot{V}$ [m³/s] — debit volumic ;
ε [grd^{-1}] — coeficientul de eficiență ;
ρ [kg/m³] — densitate ;
ε — coeficientul de corecție ;

Indici

$'$ — se referă la intrare ;
$''$ — se referă la ieșire ;
u — se referă la ulei ;
a — se referă la apă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vlădea, I., Nowy, O.* : Studiul răcitorului de ulei de tip Behr. Academia RPR — Baza Timișoara. Studii și cercetări — științe tehnice. Tom 10 (1963) nr. 2.

[2] *Vlădea, I., Theil, H., Neiss, F.* : Studiul experimental al răcitoarelor de ulei tip Behr pentru locomotiva Diesel-electrică 0-60-DA. Bul. șt. și tehn. IPT Seria Mecanică Tom 15 (1970) fascicola 1, p. 41/47.

[3] *Bejan, I., Theil, H., Ungureanu, C., Neacșu, E., Neiss, F.* : Contribuții la studiul coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare de ulei tubulare cu manta, Bul. șt. și tehn. IPT Sreia Mecanică. Tom 16 (1971) fascicola 2, p. 223/230.

[4] *Grimm, W.* : Vereinfachte Ermittlung dimensionsloser Kenngrössen für den konvektiven Wärmeübergang bei flüssigen Mineralölprodukten. BWK Bd. 20 (1968) nr. 1.

[5] *Bejan, I.* : Contribuții la studiul transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare. Teză de doctorat I.P. Timișoara, 1973.

[6] *VDI-Wärmeatlas* : Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag Düsseldorf 1963.

[7] *Glaser, H.* : Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe eine Leistungszahl. Chem. Ing. Techn. Bd. 20 (1948) p. 129/133.

CZ : 621.4

Modele experimentale pentru studiul lagărelor motoarelor termice cu piston

Dr. ing. Alexandru **NICA** — I.N.M.T. București
Dr. ing. Mircea **PASCOVICI** — I.R.M.A. București

Complexitatea fenomenelor și interacțiunilor mecanice, fizice, chimice și tribologice impun abordarea studiului lagărelor motoarelor termice atît cu ajutorul ansamblului funcțional al motorului cît și pe modele experimentale special concepute pentru a reproduce fenomenele din lagăre.

Studiul experimental al lagărelor în ansamblul funcțional al motorului

Acest mod de investigare prezintă atît avantajul păstrării condițiilor funcționale reale (solicitări, temperaturi, interacțiuni lubrifiant-carburant-materiale, etc.) cît și dificultățile legale de măsurarea parametrilor caracteristici (presiuni, temperaturi, grosimi ale filmului de lubrifiant, etc.). Amplasarea traductorilor de măsură este extrem de precară, iar separarea influențelor parametrilor cercetați practic imposibilă. Clasificarea cercetărilor experimentale ale lagărelor efectuate pe motoare se poate face din considerente lagate de :

a) Modul de efectuare a determinărilor :
- — pe motoare în funcționare normală amplasate pe autovehicule, locomotive, etc. ;
- — pe motoare de serie sau speciale amplasate la bancul de probă.

b) genul de lagăre utilizate :
- — lagăre obișnuite, se urmăresc performanțele lubrifiantului sau influența soluțiilor constructive ale motorului și a condițiilor funcționale asupra regimului termic, uzurii, depunerilor, reacțiilor chimice, etc. ;
- — lagăre de construcție nouă sau din materiale noi, în condiții de lucru și de ungere obișnuite, se urmărește eficiența și durabilitatea acestora.

Determinări pe motoare în stare de funcționare normală (realizate de Societatea Britanică a Inginerilor de Automobile). S-au măsurat temperaturile cu ajutorul unor termocupluri cupru — constantan) în :

- — punctele de aducțiune și evacuare ale uleiului ;
- — în carter (ulei, atmosferă, pereți) ;
- — în cuzineți și în capacul cuzinetului ;
- — la intrarea și ieșirea din pompa de ulei.

Determinările au fost realizate în funcție de :

- — condițiile de mediu (temperatură) ;
- — viteza de deplasare a autovehiculului și treapta cutiei de viteze ;
- — presiunea lubrifiantului ;
- — felul lubrifiantului (vîscozitatea) ;
- — cantitatea de ulei din carter ;
- — temperatura apei de răcire ;
- — forma carterului ;
- — materialele sistemului mobil (pistoane de fontă, pistoane de aluminiu).

S-a determinat :

- — influența factorilor de mai sus asupra nivelului termic al lagărelor ;
- — influența calității lubrifiantului asupra depunerilor și durabilității lagărelor ;
- — comportarea noilor materiale și soluții constructive de lagăre.

Determinări pe motoare la bancul de probă. Motoare etalon de construcție specială. Acest gen de încercări au fost dezvoltate în special pentru evaluarea : proprietăților lubrifianților din punctul de vedere al eficienței ungerii, proprietăților detergent-dispergente, anticoagulare, etc. Se obțin importante informații și din punctul de vedere al comportării lor în lagăre, mai ales din punctul de vedere al reacțiilor tribochimice și de uzură.

Cele mai cunoscute motoare dezvoltate special pentru astfel de încercări (în conformitate cu normele ASTM, B.S., I.F.P., etc.) sînt Petter, G.M.C., Chevrolet, Catarpillar.

Determinări pe motoare la bancul de probă. Motoare de construcție curentă montate pe bancuri speciale de încercări. S-au efectuat determinări ale nivelului termic, ale debitului de lubrifiant, ale grosimii peliculei de lubrifiant și ale altor parametri caracteristici ai lagărelor și a pieselor mobile ale motorului conform cu :

— metoda Ricardo folosind contacte mobile (inelare) cu frecare ;

— metoda Furuhama cu contacte fixe cuplate prin capul pistonului ;

— metoda Glacier cu contacte fixe cuplate prin carter, cu ajutorul unei biele false ;

— transmiterea datelor fără contacte prin unde electromagnetice cu ajutorul unor emițătoare miniaturizate, fixate de piesele mobile ale motorului.

Cuplarea motorului la un grup Ward-Leonard, permite ca motorul să funcționeze alternativ „la cald", sau să fie antrenat și face posibilă evaluarea frecărilor interne ale motorului, semnalat și lucrările realizate în cadrul Institutului de mecanica fluidelor al Academiei R.S. România.

Determinări pe motoare la bancul de probă. Standuri experimentale speciale concepute pentru simularea condițiilor funcționale reale ale motorului. Asemenea standuri permit o corectă evaluare a fenomenelor din lagărele motorului (în măsura în care acestea pot fi determinate global în cadrul unui motor real) și au totodată avantajul pe care-l prezintă o instalație stabilă, cu amenajări speciale. În figura 1 este prezentată schema unei asemenea instalații complexe realizate la Institutul Francez al Petrolului, care permite încercarea motoarelor termice după programe de lucru riguros stabilite în concordanță cu condițiile reale de funcționare. Dispozitive de telecomandă permit, în conformitate cu o lege lineară, să se pună de acord parametrii funcționali ai motorului (turație, cuplu, temperaturi ale uleiului și apei de răcire, etc.) cu valorile programate, ceea ce permite și investigarea lagărelor în condiții reale și cunoscute de lucru.

Modele experimentale pentru încercarea lagărelor radiale de alunecare de la motoarele cu piston

Utilizarea standurilor de încercări simplifică metodica de experimentare, permite studiul influenței fiecărui parametru izolat și reduce prețul de cost al încercărilor. Principial un stand de încercări cuprinde patru sisteme oarecum de sine stătătoare: de antrenare, de încărcare, de ungere și de măsură a parametrilor studiați. Sistemul care ridică principalele probleme de concepție este cel de încărcare a lagărelor cu sarcina dorită. In tabelul 1 sînt evidențiate modurile de încărcare principial posibile ale lagărelor.

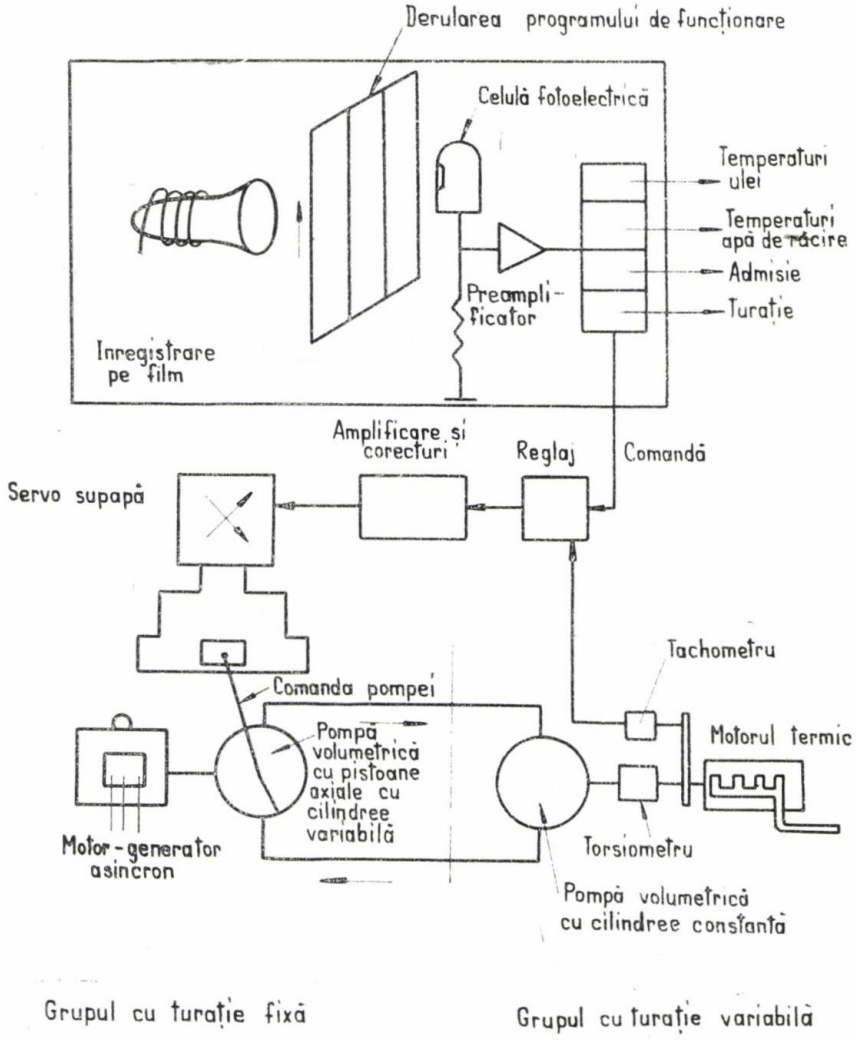


Fig. 1 Instalația I.F.P. de studiu a organelor mobile ale motoarelor termice cu posibilitatea de programare a condițiilor funcționale.

Incărcarea lagărelor se face, în general, prin prevederea unor dispozitive exterioare lagărului, care duc la realizarea sarcinii dorite. Există şi posibilitatea ca lagărul să se autoîncarce prin fixarea poziţiei cuzinetului faţă de fus, astfel ca să se realizeze o anume geometrie a interstiţiului fus-cuzinet, figura 2, a. Această alternativă relativ recentă este în extindere şi prezintă interes pentru măsurători de precizie pentru lagăre supuse la sarcini statice [3], [5].

Clasificarea modurilor de încărcare

Tabelul 1

Nr.	ω	ω_p	ω_L	Denumirea sarcinii	Observaţii
1	0	0	0	Sarcină unidirecţională	Fusul nu se roteşte
2	0	X	0	Sarcină variabilă unidirecţională	
3	0	0	X	Sarcină rotitoare constantă	
4	0	X	X	Sarcină rotitoare variabilă	
5	X	0	0	Sarcină unidirecţională constantă	Fusul se roteşte sau oscilează
6	X	X	0	Sarcină variabilă unidirecţională	
7	X	0	X	Sarcină rotitoare constantă	
8	X	X	X	Sarcină rotitoare variabilă	

ω_p — frecvenţa de oscilaţie a sarcinii unidirecţionale ;
ω_L — frecvenţa de rotaţie a sarcinii dinamice sau statice ;
ω — frecvenţa de rotaţie sau de oscilaţie a fusului.

Observaţii :
1. Cazul 1 şi 5 reprezintă încărcările statice aplicate lent.
2. Cazul 2, 3, 4, 6, 7, 8 reprezintă încărcările dinamice.
3. Dacă în cazurile 1 şi 5 sarcina statică este aplicată brusc, regimul tranzitoriu ce apare în momentul aplicării reprezintă tot un regim dinamic.

Din punctul de vedere al încărcării standurilor diferă prin :

Plasarea lagărului încercat faţă de lagărele de rezemare. Lagărul încercat poate fi plasat între lagărele de rezemare (fig. 2 a, b, d şi g), sau în consolă faţă de acestea (fig. 2, c). Datorită rigidităţii sporite este mai răspîndită prima alternativă deşi plasarea în consolă duce la îmbunătăţirea accesului la lagărul încercat.

Elementul asupra căruia se aplică sarcina. În general în standurile de încercări, încărcarea se aplică asupra lagărului (cuzinetului) avînd în vedere că este mai simplu să se exercite o forţă asupra unui element nerotitor (fig. 2 b, c, d, g). Există şi standuri la care sarcina se aplică asupra arborelui (fusurilor), figurile 2 e şi f, [4]. Această alternativă este evident obligatorie, dacă sarcina este realizată prin forţele centrifuge ale unor mase excentrice, figurile 2, f, [10]. De regulă, standurile de tipul celor din figurile 2, e şi f duc la încercarea simultană a mai multor lagăre, ceea ce măreşte productivitatea încercărilor dar micşorează precizia măsurătorilor.

Modul de realizare a forţei de încărcare. Dispozitivul de încărcare poate fi de natură :

— **mecanică,** utilizînd greutăţi sau elemente elastice ;

— **hidraulică sau pneumatică,** utilizînd un fluid sub presiune care îşi exercită forţa printr-un cilindru, printr-o membrană elastică sau printr-un reazem hidrostatic ;

— electromagnetică [8] ;

— mixtă, de exemplu mecano-pneumo-hidraulic [6].

Este de remarcate că :

— sistemele mecanice sînt cele mai bine cunoscute şi că sînt simple şi singure dar pot duce la gabarite mari ale standului ;

— sistemele hidraulice sînt în continuă extindere şi se pare că vor predomina ca preponderenţă ; sînt compacte, însă ridică unele probleme de execuţie în special pentru realizarea sistemelor de încărcare cu forţe variabile ;

— sistemele electromagnetice — extrem de rare — sînt interesante în special pentru standuri simulatoare pentru lagăre supuse la sarcini variabile.

Modul de fixare a dispozitivului de încărcare. Dispozitivul de încărcare este uzual solidarizat cu şasiul (batiul) standului (fig. 2, b, c, e şi g) ; în acest caz, la aplicarea sarcinii asupra monturii lagărului încercat, trebuie să se urmărească asigurarea mobilităţii necesare a lagărului faţă de fus, în special dacă se urmăreşte măsurarea momentului de frecare al lagărului. O altă soluţie de amplasare a dispozitivului de încărcare este cea din figura 2 d ; în această alternativă fluxul forţelor date de dispozitiv se închide prin lagărele de încărcare, netrecînd prin lagărele de rezemare şi batiu ca în situaţia anterioară. În acest caz mobilitatea lagărelor încercate faţă de fus este asigurată prin însăşi fluxul forţelor de încărcare.

Modul de realizare a sarcinii dinamice (variabile). Principal oricare din tipurile de standuri schiţate în figura 2 poate permite realizarea unei sarcini dinamice, dacă dispozitivul de încărcare generează o forţă variabilă, periodică de aceeaşi frecvenţă cu turaţia arborelui. Totuşi, din motive de simplitate şi fiabilitate, mai întîlnite sînt sistemele din figurile 2 f şi g, [2], [10], [11].

Sistemul de încărcare din figura 2 f este un sistem inerţial, încărcarea fiind determinată de forţele centrifuge aferente unor mase

excentrice solidare cu arborele. Prin plasarea lagărelor de încercat în niște „biele" așezate în plane diferite se poate obține o încărcare variabilă, periodică. Sistemul acesta este productiv din punct de vedere al numărului lagărelor încercate simultan, însă ridică probleme serioase de protecție a muncii; de asemenea, modificarea sarcinii se face greoi, mai ales dacă s-ar dori utilizarea unor turații diferite.

Alternativa din figura 2 g duce la realizarea unei sarcini variabile, de regulă pulsatorii prin încărcarea cu un element elastic (mecanic sau hidraulic) a lagărului studiat plasat pe un fus excentric față de fusurile de reazem (un fel de arbore cotit). Prin plasarea mai multor asemenea dispozitive, decalate unghiular, se pot realiza și alte cicluri de încărcare. Se pare că această alternativă are perspective mai bune decît cea anterioară.

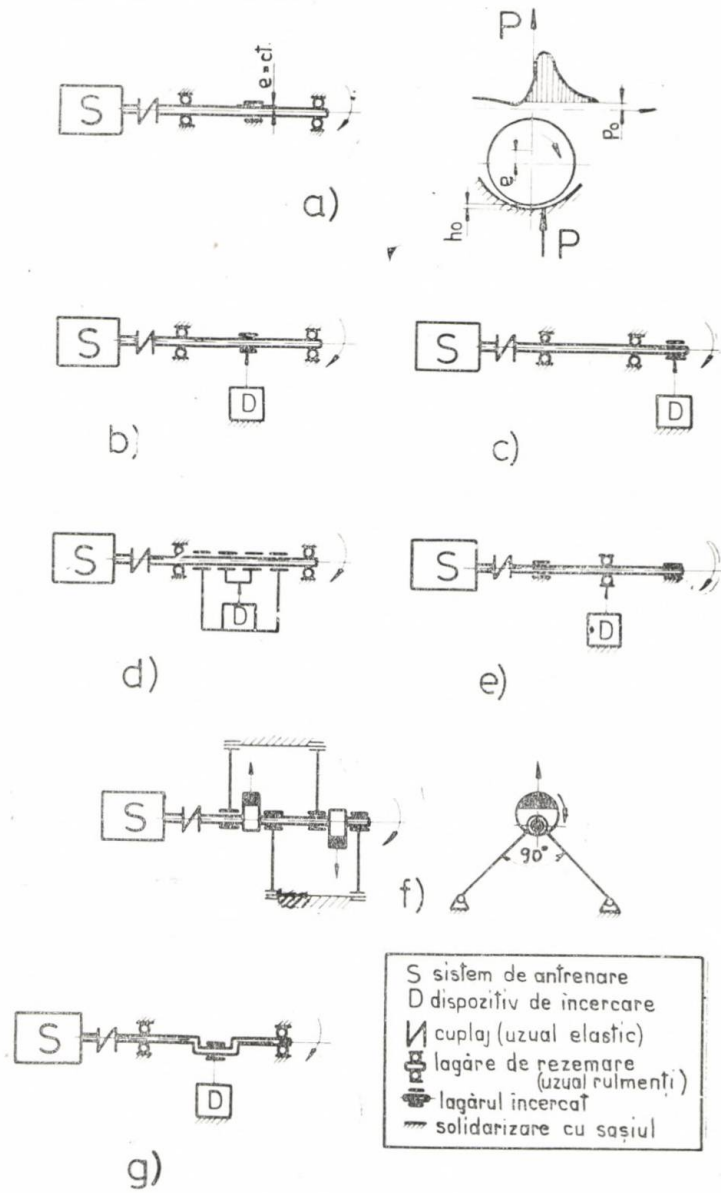
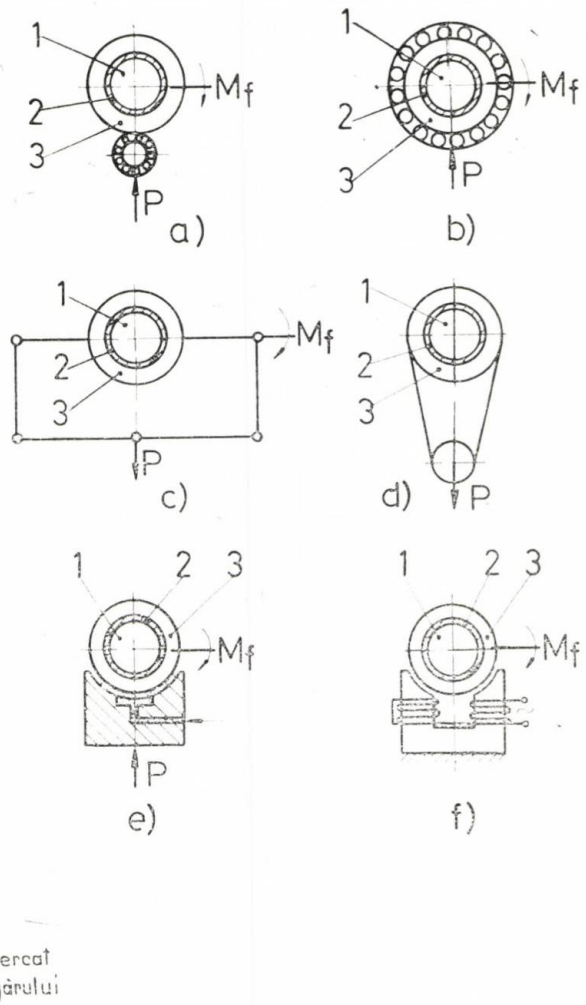


Fig. 2 Principale tipuri de standuri pentru încercarea lagărelor.

Realizarea unui ciclu oarecare la orice turație este dificilă; se cunosc standuri care pot reproduce orice ciclu de încărcare, însă aceste standuri lucrează la turații extrem de scăzute, de ordinul zecilor de rotații pe minut. Asemenea standuri sînt pe drept cuvînt denumite simulatoare și ele sînt destinate în special studiului estimativ al traiectoriei fusului lagărului real.

Modul de aplicare a sarcinii pe montura lagărului încercat. Principalele moduri de aplicare a sarcinii pe montura lagărului încercat sînt prezentate în figura 3. În vederea asigurării mobilității dintre fus și lagăr (cuzinet) aplicarea sarcinii se efectuează prin intermediul :

— unor rulmenți, figurile 3 a și b ;
— unui mecanism paralelogram cu reazeme pe cuțite, figura 3, c ;



1 Fusul
2 Lagărul încercat
3 Mantaua lagărului

Fig. 3 Principalele moduri de aplicare a sarcinii pe mantaua lagărului încercat.

— unei benzi flexibile, figura 3, d ;
— unui film de lubrifiant, utilizînd reazeme hidrostatice sau aerostatice, figura 3, e ;
— cîmpului electromagnetic, figura 3 f ; în acest caz și dispozitivul de încărcare este, de asemenea, electromagnetic.

Această trecere în revistă sumară a particularităților și problemelor sistemelor de încărcare utilizate la realizarea standurilor pentru încercarea lagărelor de alunecare evidențiază realizările, preocupările și problemele de rezolvat. **Ca o tendință** ce s-ar desprinde din analiza comparativă a standurilor existente, pe baza datelor publicate, este că **standurile cu încărcare hidraulică par a reprezenta soluția cea mai avantajoasă și care devine din ce în ce mai răspîndită.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Campbell, I., Love, P. P., Martin, F. A., Rafique, S. U.:* Bearings for reciprocating machinery. A review of the present state of theoretical, experimental and service knowledge, Proc. Inst. Mech. Engrs. 1968—69, vol. 182, (Pt 3 A).

[2] *Lawrowski, Z.:* Gleitlagerprüfung und ihre Aussagekraft für die Beurteilung der Betriebssicherheit und der Gebrauchsdauer. Maschinenbautechnik 18, Heft 4, 1969.

[3] *Pascovici, M. D.:* Contribuții la studiul transferului de căldură în filmul de lubrifiant și a efectelor lui, teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1975.

[4] *Rowe, G. W., Kaliszer, H., Trmal, G., Cotter, A.:* Running — in of plain bearings, Wear, vol. 34, No 1. 1975.

[5] *Seireg, A., Ezzot, H.:* Thermohydrodynamic phenomene in fluid film lubrication. Transactions ASME, Seria F, vol. 95, Nr. 2, 1973.
[6] *Strasser, E., Schleth, I.:* Prüfmaschinen für Motoren-Gleitlager, ATZ 73, 1971.
[7] *Tipei, N., Constantinescu, V. N., Nica, A., Biță, O.:* Lagăre cu alunecare: calcul, proiectare, ungere. Ed. Acad. RSR, București, 1961.
[8] *Tîbulev, P. N., Kuzmir, N. F.:* Stend dlia ispîtania podșipnicov scolijenia s electromagnitnîm nagrujeniem. Vestnic mașinostroenia, Nr. 3, 1968.
[9] * * * Metodî ispitania i oțenchi slujebnîh svoistv materialov dlia podșipnicov scolijenia, Iz. Nauca, Moscova, 1972.
[10] * * * Glacier — Specification Saxon MKI Bearing Testing Machine, 1963.
[11] * * * Glacier — Specification Sapphire Bearing Testing Machine 1964.

CZ : 621.436

Contribuții privind studiul gripajelor în cilindri la motoarele diesel, cu aplicație la motorul 795-05

Dr. ing. D. **PETRESCU**, ing. Valeriu **VLĂDĂREANU**, ing. R. **SCHUSTER** — Intreprinderea de autocamioane — Brașov
Conf. dr. ing. Dan **ABĂITĂNCII** — Universitatea — Brașov

Introducere

Motorul diesel 797—05, de șase cilindri în linie, în patru timpi, cu injecție directă, se produce la Intreprinderea de Autocamioane din Brașov, în două variante de performanțe:

— un tip de bază ce dezvoltă 135 CP la 3000 rot/min., destinat pentru mijloace de transport;
— un tip derivat, de 104 CP la 2200 rot/min., utilizat pentru echiparea combinelor agricole.

În exploatarea motoarelor reglate la 135 CP, supuse unui regim termic relativ intensiv, apar fenomene de gripare a pistoanelor în cilindri, care evoluează uneori pînă la distrugerea motorului.

Manifestarea gripajului pe pistoane la motorul 797—05

Pistonul motorului 797—05, executat din aliaj de aluminiu, are o construcție specifică prin aceea că înglobează, în masa sa, camera de ardere de tip Meurer. Avînd în vedere că motorului i s-au impus performanțe relativ ridicate, cerințele de etanșare ale camerei de ardere sînt severe. Din acest motiv, profilul pistonului este riguros conceput, prezentînd o formă de butoi oval, cu axa mică pe direcția axei boltului. Bucșa cilindrului de tip amovibil umed, executată din fontă, se montează etanș în blocul cilindrilor prin intermediul a două inele de cauciuc.

La motorul în cauză, gripajele se instalează distinct sub următoarele forme:

— gripaj pe fusta pistonului, (fig. 1);
— gripaj în zona capului pistonului, (fig. 2);
— gripaj total, pe fustă și pe cap, (fig. 3).

Gripajele pe fustă pot apărea direct sau ca o consecință a gripajului pe cap. Gripajele pe cap apar mai întîi deasupra primului segment, se transferă apoi în zona segmenților

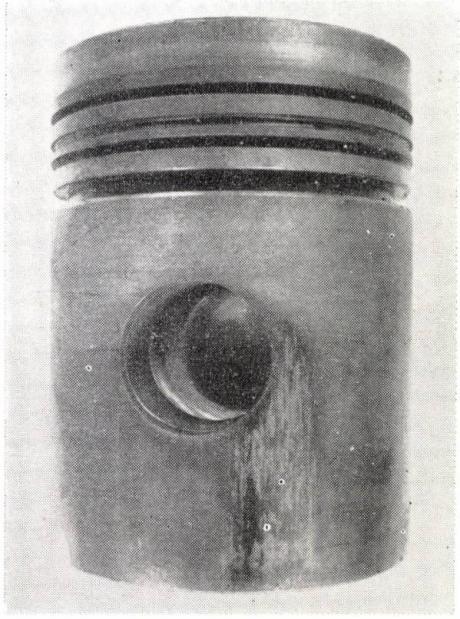


Fig. 1 Piston gripat pe fustă

și, dacă motorul nu s-a deteriorat, griparea trece și pe fustă. Bineînțeles, gripajele se reproduc în mod corespunzător și pe peretele cilindrului.

Gripajele prezentate pînă aici sînt însoțite de transport de materiale și de rizuri orientate de-a lungul pistonului și cilindrului. Aceste gripaje determină în general scoaterea motorului din funcțiune. Cercetînd evoluția

gripajelor se constată însă și gripaje pe cap, ce se manifestă prin lustruirea puternică a zonei afectate (gripaje albe), care nu scot motorul din funcțiune imediat, dar care provoacă o gomare mai rapidă a segmenților și

Fig. 2 Gripaj pe capul pistonului

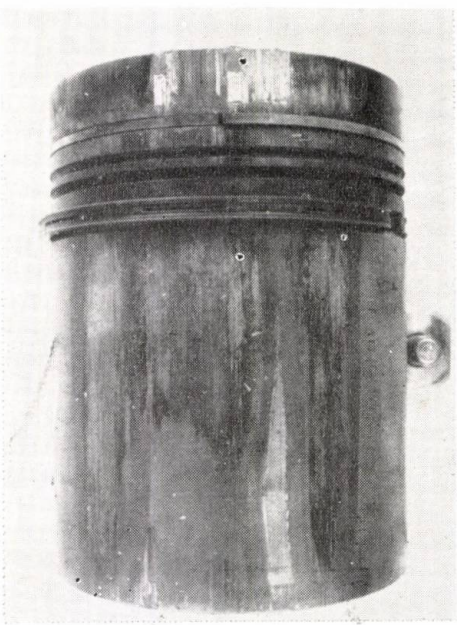


Fig. 3 Gripaj total al pistonului

o creștere mai accentuată în timp a scăpărilor de gaze în carterul motor. Desigur, între aceste forme de gripaj există stări tranzitorii.

Metoda de cercetare a gripajelor

A fost necesar să se fundamenteze o metodă rapidă de încercare pe stand, reproductibilă și în același timp care să simuleze cît mai aproape de adevăr condițiile reale de exploatare. Au fost stabilite astfel, două regimuri de solicitare la gripaj:

— regimul de severitate redusă. Motorul este pornit în stare rece (toate pisele, la temperatura de circa 15°—20°C) și apoi se trece imediat la turația nominală, în sarcină maximă. Incercarea se oprește (dacă funcționarea motorului nu este întreruptă prin gripare) în momentul în care temperatura lichidului de răcire a atins valoarea de 85°C;

— regimul de severitate ridicată. Acest regim se realizează prin majorarea debitului de combustibil introdus în cilindrii motorului, motorul fiind solicitat la turația nominală și la încărcare totală.

Creșterea cantității de combustibil se poate realiza prin:

— majorarea debitului pompei de injecție și în acest caz majorarea se adresează tuturor cilindrilor motorului;

— blocarea în poziție de curgere continuă a dispozitivului de pornire la rece (termoinjector), la un debit cuprins între 45 ml/min. și 90 ml/min; în acest caz cantitatea suplimentară de motorină se distribuie la cilindrii din mijloc (3 și 4) ai motorului;

— blocarea injectorului în poziția deschisă (presiunea de deschidere zero), starea pentru care se poate urmări comportarea unui singur cilindru anume.

— căile de majorare a debitului pot fi aplicate singular sau simultan, în funcție de severitatea impusă.

Influențe asupra gripajelor

Gripajele se produc, exceptînd situațiile de erori grosolane ale execuției și montajului, ca urmare a influenței singulare sau cumulate a mai multor cauze, chiar dacă aparent motorul este exploatat în condiții normale. In acest sens a fost stabilită participarea la instalarea gripajelor a următoarelor sisteme cu care este echipat motorul.

Sistemul de răcire. Acest sistem este presurizat și prevăzut cu un rezervor de compensare. El nu poate declanșa gripaje, în cazul motorului 797—05, decît în anumite situații de execuție, fie cînd traiectul de răcire este obturat (bavuri din turnare la blocul motor, canale înfundate), fie în cazul în care o parte din lichidul de răcire a fost expulzat. În probele de stand, sub incidența sistemului de răcire, nu s-a putut provoca gripaj decît în situația în care s-a extras o cantitate de 50 % din volumul total al lichidului de răcire. Se notează că pentru o stare normală a sistemului de răcire, în condițiile unei temperaturi ambiante de 50°C, s-a ajuns la o temperatură stabilizată a agentului de răcire de 110° C, fără ca motorul să gripeze.

Sistemul de ungere. Acesta poate influența înclinarea spre gripaj în cazul funcționării defectuoase a duzelor de stropire cu ulei a fundului pistonului. S-a stabilit, în decursul cercetării, că la regimul de solicitare maximă

a motorului pe stand jetul de ulei continuu și corect orientat pe fundul pistonului asigură o temperatură stabilizată în capul pistonului, mai scăzut cu numai 25°—30°C decît în cazul în care aceste duze de stropire sînt scoase din uz.

Sistemul de alimentare-injecție. Influența acestui sistem asupra gripajelor este dominată. Astfel, în unele cazuri de defectare dirijată a sistemului de alimentare-injecție, au fost reproduse gripaje, deși temperatura agentului de răcire s-a stabilizat la numai 83°C. Gripajul este provocat prin degajarea unei cantități suplimentare de căldură în cilindrul respectiv, provenită din debit majorat la pompa de injecție, variator de avans defect, avans fix la injecție necorespunzător, injectoare defecte, termostarter blocat deschis. Aceste defecțiuni favorizează arderea detonantă în motor, manifestare ce poate fi sesizată prin ascultare (funcționare brutală și cu zgomot caracteristic) sau poate fi evidențiată, la demontare, pe capul pistonului (fig. 4).

Dereglarea echipamentului de injecție favorizează în primul rînd gripajele pe capul pistonului. Într-adevăr, fluxul suplimentar de căldură este preluat, în cea mai mare parte, de capul pistonului care-și modifică într-un timp scurt atît diametrul, cît și înălțimea. Drept urmare, creșterea în diametru duce la gripaj, iar creșterea în înălțime, duce la lo-

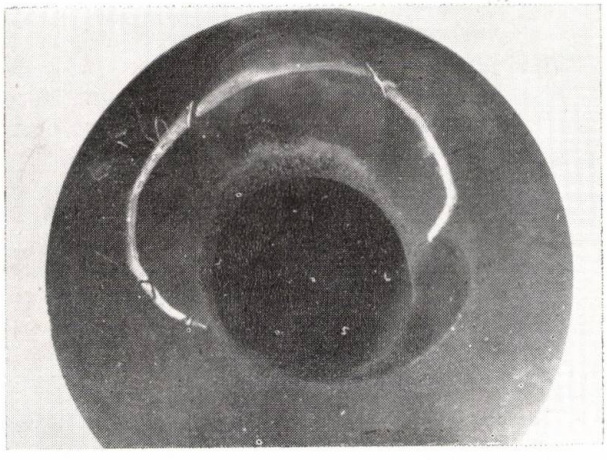


Fig. 4 Piston afectat de ardere detonantă

virea pistonului în chiulasă și mai ales în supape care-și imprimă astfel forma pe capul pistonului (fig. 5).

În situația defectării singulare sau cumulate a unor elemente din lanțul sistemului de alimentare injecție, gripajele pot fi reproduse cu ușurință, înregistrîndu-se totodată și modificări ale temperaturii gazelor de evacuare. Tabelul 1 este ilustrativ în acest sens.

Intensificarea regimului termic, ca urmare a reglajului echipamentului de injecție poate proveni însă și din interpretarea factorului de corecție ce se aplică la tararea motoarelor

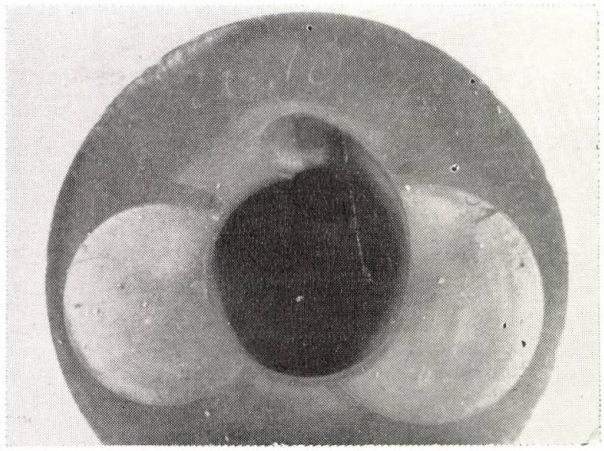


Fig. 5 Piston supraîncălzit pe care s-a imprimat conturul supapelor

în funcție de condițiile de climă și altitudine. Astfel, la încercarea unui motor 797—05 în condiții diferite de altitudine, s-au obținut următoarele rezultate:

— pentru temperatura ambiantă de 24° și presiunea atmosferică de 706 mm col Hg, puterea maximă (corectată) a fost de 124,5 CP, iar cuplul motor maxim corectat a fost de 35,4 kgfm.

— pentru aceeași temperatură și presiune atmosferică de 755 mm col Hg, puterea maximă (corectată cu factorul 1), a evoluat la 134,7 CP, iar cuplul maxim a crescut la 36,8 kgfm.

Desigur, supratararea motoarelor nu poate determina gripaje totale sistematice dar, avînd în vedere înclinația accentuată spre gripaj, pot apărea incipiențe de gripaj al pistoane-

Tabelul 1

Încercarea nr.	Debit la pompa de injecție majorat cu 20%	Avans fix la injecție 15°RAC (micșorat)	Avans fix la injecție 15°RAC (micșorat)	Injector blocat deschis (debit continuu)	Debit continuu prin termoinjector de 45 ml/min.	Debit continuu prin termoinjector de 90 ml/min.	Durata în care s-a produs gripajul în minute
1	x		x		x		60
2			x			x	3
3	x	x		x			3
4	x		x	x			2

lor. Sub acest aspect, se impune reconsiderarea principiului de corecție a performanțelor în funcție de altitudine, în sensul stabilirii unor condiții proprii de tarare a performanțelor la fabricantul de motoare (I.A.Bv.), unde presiunea atmosferică nu depășește valoarea de 720 mm col Hg.

Condițiile geometrice de execuție. Aceste condiții determină gripaje în următoarele situații :

a) abateri de la forma cilindrică a bucșei cilindrului, după introducerea ei în blocul motor (fig. 6).

— Organizîndu-se montaje simulat greșite ale inelelor de etanșare, s-a realizat o ovalizare la baza bucșei cilindrului de 0,07 mm. În această situație, motorul funcționînd pe stand la puterea nominală, dar avînd reglaje corecte ale injecției de combustibil, pistoanele respective au gripat pe fustă în intervale de timp de pînă la 16 minute. Deformarea bucșei cilindrului la baza superioară, ca urmare a strîngerii chiulasei, poate determina micșorarea diametrului în această zonă cu pînă la 0,1 mm. În acest caz, jocul la capul pistonului se anulează și gripajul de cap devine iminent. Fenomenul deformării bucșei în această zonă este complex, fiind determinat nu numai de calitatea strîngerii chiulasei, ci și de calitatea execuției geometrice a capului bucșei, a elasticității acesteia și a locașului corespunzător din blocul motor ;

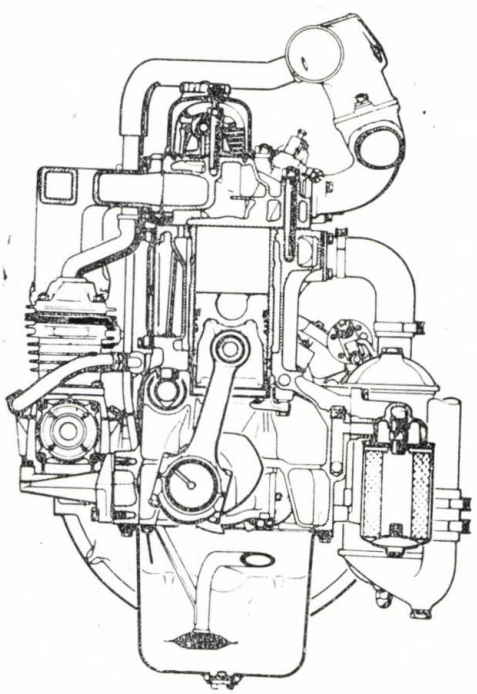


Fig. 6 Montajul bucșei cilindrului în blocul motor.

b) împerecherea piston-cilindru impune un joc de numai 0,095 mm și maximum 0,105 mm. În cazul asigur rii formei geometrice perfecte la cele două elemente, probele au scos în evidență că motorul este stabil, la gripajul pe fustă, pînă la jocuri minime de 0,07 mm. Avînd în vedere, însă, că se admit ovalizări tehnologice de pînă la 0,02÷0,03 mm pentru bucșa introdusă în blocul motor, nu se recomandă practicarea unor jocuri funcționale sub valoarea prescrisă.

Concluzii

Studiul a urmărit gripajele de piston-cilindru datorate soluțiilor constructive și tehnologice în sine, caracteristice motorului diesel 797—05. Au fost excluse gripajele provocate de exploatare și întreținere irațională. Au fost precizate principalele influențe asupra gripajului și au fost definite formele distincte de gripaj, în corelare cu cauzele care le determină. Astfel, s-a stabilit că :

— **gripajele pe fusta pistonului sînt cauzate de ovalizarea la montaj a bucșelor de cilindru, în zona inelelor de etanșare ;**
— **gripajele pe capul pistonului și în zona segmenților sînt provocate de micșorarea diametrului bucșei la baza superioară, în apropierea PMS, și de creșterea cantității de motorină introdusă în cilindru ;**
— **sistemul de răcire și sistemul de ungere favorizează apariția incipienților de gripaj pe capul pistonului, fără deteriorarea imediată a motorului ;**
— **cumularea influenței mai multor sisteme poate provoca gripajul total.**

Ca urmare a concluziilor enumerate, s-a proiectat și s-a experimentat în condiții de anduranță de stand, o nouă soluție constructivă de piston, cu profil modificat care prezintă o bună stabilitate la gripaj, fără modificarea performanțelor creditate pentru motor. De asemenea, a fost subliniată importanța respectării riguroase a montajului bucșelor pe cilindri, a calității strîngerii chiulasei și a reglării echipamentului de injecție în procesul de fabricație a motoarelor noi și în activitatea de reparare a motoarelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coulandre, M., Travaille, I.* : Quelques aspects nouveaux de la technique des pistons de moteurs Diesel. In : Ingénieurs de l'automobile nr. 6/7, 1971.

[2] *Waldhauer, B.* : Beurteilung von Kolbenschaclen, In : KS dienst, Karl Schmidt, GMBH, 7107 Neckarsulm 7/76 nr. 28.

[3] *Hudaiberdin, T. C.* : Deformația porșnia ot peravnomernosti nagreva iubka no oknujnosti. In : Avtomobilnaia promîșlenosti nr. 2, 1975.

[4] *Buchta, R., ș.a.* : Kolbenkühlung. In : M.T.Z., nr. 7/8, 1975

CZ : 621.4 : 621.914

Asupra prelucrării suprafețelor plane ale motoarelor termice, cu freze frontale cu dinți demontabili armați, cu ascuțire continuă

Ing. Gheorghe MÂNEA — Institutul național de motoare termice (I.N.M.T.) — București

Suprafețele plane de o calitate superioară întîlnite în construcția motoarelor termice se realizau cu precădere prin lucrări de rectificare, datorită timpului mare de prelucrare și a utilajului necesar, sînt costisitoare. Din necesitatea de a căuta procedee mai indicate pentru prelucrarea acestor suprafețe și prin perfecționările aduse sculelor de frezat, s-a ajuns la realizarea calității suprafețelor plane ale motoarelor termice prin frezare frontală de finisare. Indicațiile asupra calității necesare a suprafețelor plane de etanșare la ulei și abur ale motoarelor termice cu piston sau turbinelor se referă în mod special la suma sa rugozității R_z și a ondulațiilor în μm. Astfel pentru suprafețele de etanșare între care se introduc elemente de etanșare, ca de exemplu la construcția de motoare cu piston de automobile sau a turbinelor de joasă presiune, este necesar $s=10—20$ μm, iar pentru turbine de presiune medie trebuie ca $s=5—10$ μm [12], [15].

Firmele cu experiență în construcția frezelor frontale, ca de exemplu Sandvik Coroman și Fagersta — Seco din Suedia, Walter din R.F.G., Valenite și Impero din Italia, Galtona din Anglia, Ingersoll din S.U.A., Sumitomo din Japonia (acestea fiind cele mai cunoscute) au realizat scule pentru frezarea frontală care satisfac cerințele de calitate impuse suprafețelor plane amintite [15].

In marea lor majoritate, construcțiile moderne de freze frontale utilizează plăcuțe din carburi metalice schimbabile și se caracterizează printr-o construcție relativ complicată a corpului sculei, care face eficientă utilizarea lor doar în producția de serie mare și de masă, unde ponderea timpilor auxiliari în structura prețului de cost al prelucrării întrece cheltuielile referitoare la scula de prelucrat.

Deși la I.S. Rîșnov s-a asimilat un tip de freze frontale cu plăcuțe din carburi metalice schimbabile, la Catedra de Mașini unelte, scule și tehnologie de la I.P. Iași s-au experimentat, începînd din 1970, noi tipuri de scule pentru frezarea frontală, multe din ele fiind apoi produse de întreprinderi industriale ca I.M. Nicolina Iași, I.M. Suceava, I.D.S.M.S.A. Focșani, iar cercetările de perfecționare a acestora continuă și în prezent [1—11], [13—15].

Caracteristica fundamentală a acestor scule este utilizarea mai eficientă a aliajelor din carburi metalice sinterizate de la partea lor așchietoare, prin faptul că se revine la folosirea plăcuțelor reascuțibile și fixate în corp prin lipire sau cu elemente de fixare mecanică, dar se reduce de 4—12 ori timpul de reascuțire.

Prin construcția specifică a acestor freze, operația de reascuțire a lor s-a simplificat mult, fiind construită din una sau cel mult trei operații de rectificare conică, simultan a tuturor dinților, posibil de realizat pe mașini universale de rectificat și fără a necesita personal de înaltă calificare.

De asemenea, tăișurile de trecere, cu unghi de atac nul, care asigură obținerea unor suprafețe prelucrate de calitate superioară, se realizează prin însăși procesul de ascuțire, de lungime egală la toți dinții sculei și cu o precizie superioară a poziției acestora în raport cu planul perpendicular pe axa sculei. In acest mod, timpul de reascuțire a frezelor depinde foarte puțin de numărul de dinți ai frezei, fapt deosebit de important pentru frezele de diametru mare și cu dinți, întîlnite frecvent în prelucrarea suprafețelor plane ale blocului motor al motoarelor cu piston sau ale carcaselor de turbine.

Acesta este de fapt motivul esențial pentru care, pe plan mondial, s-a renunțat la folosirea plăcuțelor care suportă reascuțiri.

Prin reducerea timpului de refacere a calităților așchietoare ale noilor tipuri de freză, se compensează inferioritatea plăcuțelor din carburi metalice sinterizate standard în raport cu plăcuțele din carburi metalice sinterizate acoperite cu aliaje foarte dure din carbură de titan, nitrură de titan sau oxizi de aluminiu care sînt nerecuperabile și mai costisitoare.

De asemenea, prin construcția corpului lor deosebit de rigid și alcătuit dintr-un număr redus de repere, frezele frontale cu ascuțire

continuă se remarcă printr-un cost mai mic, exploatare mai ușoară și siguranță mai mare în exploatare.

Incercările de durabilitate și cele referitoare la calitatea suprafeței prelucrate, pentru prelucrarea oțelurilor carbon, a oțelurilor aliate și a fontelor *au arătat că :*

— pentru regimuri de așchiere comparabile cu regimurile de așchiere folosite de diferite firme producătoare de freze, armate cu aliaj dur, durabilitatea totală a tăișurilor frezei este de 5—10 ori mai mare în raport cu frezele armate cu plăcuțe schimbabile ;

— adoptînd principiul sporirii productivității operației pe seama creșterii vitezei de avans, care asigură o durabilitate mai mare a sculei ,se poate obține o intensificare a regimurilor de prelucrare, fără afectarea calității suprafeței prelucrate prin suprapunerea operațiilor de frezare, de degroșare și de semifinisare sau chiar cu operația de frezare de finisare ;

— îndepărtarea adaosului de prelucrare printr-o singură trecere este condiționată de rigiditatea mașinii de frezat și a piesei de prelucrat pe direcția componentei principale a forței de așchiere, cît și de puterea disponibilă la mecanismul de avans al mașinii-unelte ;

— o calitate superioară a suprafeței prelucrate este obținută la valori mai mici ale avansului pe dinte, respectiv pentru freze cu diametru mai mare și deci cu un număr mai mare de dinți. Astfel, pentru $s_z = 0{,}1 - 0{,}125$ mm/dinte se poate obține $R_a = 1{,}6$ μm iar pentru $s_z = 0{,}008 - 0{,}02$ mm/dinte, caracteristic finisării, adesea $R_a = 0{,}4$ μm. Inălțimea ondulațiilor este de ordinul 1,3 — 2,8 μm în cazul finisării și de 3,6 — 4,2 μm pentru $s_z = 0{,}04 - 0{,}06$ mm/dinte.

Întrucît prelucrabilitatea aliajelor de aluminiu, care intervin în construcția motoarelor termice și a turbinelor diferă de aceea a oțelurilor și fontelor, apare necesitatea experimentării noului tip de freze și pentru prelucrarea acestor materiale, cu scopul de a realiza o optimizare a parametrilor lor geometrici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Belous, V.:* O nouă concepție în construcția frezelor frontale armate. Lucrările celei de a II-a ses. republicane în domeniul tehnologiei și utilajului de prelucrare la rece. Timișoara 26—27 oct. 1973 p. 116—125.

[2] *Belous, V., Cojocaru, Gh., Stan, M., Mânea, Gh., Sălceanu, I., Gîlea, C., Dan, M. G.:* Perfecționări funcționale și tehnologice ale frezelor frontale cu ascuțire continuă F F D D 1 — 3. Vol. Lucrările ses. științifice comune a I. P. Iași și I.M.N. Iași, I.P. Iași 1974, p. 48—55.

[3] *Belous, V., Cozmîncă, M., Mânea, Gh., Szuder, A.:* Cercetări asupra calității suprafețelor plane realizate prin frezare cu freze frontale armate, cu ascuțire continuă. Vol. Lucrările ses. științifice comune a I.P. Iași și I.M.N. Iași, I.P. Iași, 1974, p. 61—67.

[4] *Belous, V., Cozmîncă, M., Severincu, M., Mânea, Gh.:* Perfecționări constructive-funcționale ale frezelor armate prin brazare, cu ascuțire continuă (ROMASCON) Vol. Comunicări la Ses. științifică Fiabilitatea în construcția de mașini, I. P. Iași 31 oct. — 2 nov. 1975, p. 30—33.

[5] *Belous, V., Cozmîncă, M., Severincu, M., Mânea, Gh., Lungu, Gh., Panait, S,:* Freze „ROMASCON" cu plăcuțe fixate mecanic. Vol. Comunicări la ses. științifică Fiabilitatea în construcția de mașini, I.P. Iași 31 oct. — 2 nov. 1975 p. 34—37

[6] *Belous, V., Mânea Gh., Simion, A., Cristea, A., Bach, I., Mihalache, St.:* Freză frontală cu dinți demontabili armați, cu ascuțire și reascuțire continuă. Propunere de investiție. Dosar OSIM nr. 76709.

[7] *Belous, V., Mânea Gh., Cristea, A., Emandi, Gh., Weber, L., Bach, I.:* Freză de colț cu dinți demontabili armați. Propunere de invenție. Dosar OSIM nr. 78795

[8] *Belous, V., Cozmîncă, M., Severincu, M., Mânea, Cassian, M.:* Freză frontală cu dinți armați cu ascuțire continuă. Brevet de invenție R.S.R. nr. 64727

[9] *Belous, V., Cozmîncă, M., Severincu, M., Mânea, Cassian, M.:* Freză frontală cu plăcuțe fixate mecanic. Propunere de invenție. Dosar OSIM nr. 82442

[10] *Belous, V., Cozmîncă, M., Severincu, M., Mânea, Panait, S.:* Freză cilindrico-frontală cu plăcuțe dure Brevet de investiție RSR, nr. 65287.

[11] *Belous, V., Mânea, Gh., Cozmîncă, M., Panait, S., Severincu, M.:* Freză cilindro-frontală elicoidală cu plăcuțe fixate mecanic și ascuțire continuă. Propunere de invenție.

[12] *Bohosievici, C.:* Tehnologia fabricării mașinilor termice, I.P. Iași, 1971.

[13] *Mânea, Gh.:* Asupra geometriei constructive și funcționale a frezelor frontale cu dinți demontabili, cu ascuțire continuă. Vol. Lucrările ses. științifice, a II-a conferință națională de mașini — unelte București 1976.

[14] *Mânea, Gh.:* Cîteva aspecte ale utilizării plăcuțelor din aliaje dure la frezarea frontală. Vol. Lucrările sesiunii științifice, a II-a conferință națională de mașini unelte, București 1976.

[15] *Mânea, Gh.:* Referatul II în cadrul doctoratului Iași 1976.

CZ : 621.431

Considerații asupra corelației dintre legea de mișcare impusă supapei și starea de solicitare a elementelor mecanismului de distribuție

Ing. Marius **MARINA** — Institutul Național de Motoare Termice — filiala Timișoara
Prof. dr. ing. Krancisc **KOVÁCS** — Instiutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara

Introducere

Problematica realizării unei distribuții corespunzătoare trebuie să cuprindă și preocuparea pentru îndeplinirea condițiilor de siguranță în funcționare și de anduranță. Ca urmare, legea de mișcare a supapei, optimizată sub aspectul condițiilor dinamice și de umplere, trebuie să asigure un nivel al solicitărilor mecanismului în limitele valorilor admisibile. Metoda cinetostatică permite calculul reacțiunilor dinamice din cuplele cinematice și, prin aceasta, stabilirea stării de solicitare a elementelor componente ale mecanismului de distribuție.

Utilitatea rezultatelor este determinată de corecta evaluare a forțelor care acționează în sistem. Astfel, spre exemplu, calculul forței gazelor se consideră variația presiunii gazelor, p_z, conform diagramei indicate sau a rezultatelor unui calcul corespunzător al ciclului; torsorul forțelor de inerție acționînd asupra elementelor în mișcare de rotație (culbutorul, tachetul oscilant) se înlocuiește printr-un sistem echivalent, compus dintr-o forță de inerție tangențială F_{ic} aplicată în cupla de legătură cu supapa și o forță de inerție normală F_{is} aplicată în S_i centru de greutate al elementului respectiv, calculabile cu relațiile :

$$F_{ic} = -\frac{I_{si}\cdot\Sigma_i + m_i\Sigma_i l_s^2}{l_c} = -\frac{I}{l_c}\cdot$$

$$\cdot\Sigma_i = -m_i\cdot\Sigma_i l_c \qquad (1)$$

$$F_{is} = m_i\omega_i^2 l_s^2 \qquad (2)$$

în care :

I_{si} este momentul de inerție masic al elementului în raport cu centrul său de greutate ;
I — momentul de inerție masic al elementului în raport cu axa de rotație ;
m_e — masa redusă echivalentă.

Corelația dintre reacțiunea camă-tachet și profilul camei

Relațiile de calcul, scrise conform principiului lui d'Alembert, pentru fiecare element, derivă din cele două ecuații vectoriale de echilibru, una de forțe și una de momente, și în cazul de față, mecanismul fiind plan, constă din trei ecuații scalare :

$$F_x + F_{x\,\mathrm{leg}} + F_{xi} = 0$$
$$F_y + F_{y\,\mathrm{leg}} + F_{yi} = 0 \qquad (3)$$
$$M_z + M_{z\,\mathrm{leg}} + F_{zi} = 0$$

Pe această cale se obțin componentele reacțiunilor în cuplele cinematice, proiectate după direcțiile sistemului de coordonate plane XOY. Pentru considerarea forțelor de frecare se utilizează metoda aproximațiilor succesive, considerînd că forțele și momentele de frecare dintr-o treaptă sînt determinate prin momentele și reacțiunile din treapta anterioară de aproximare. Parcurgînd astfel lanțul cinematic al elementelor de la supapă spre camă, se ajunge la calculul reacțiunii dintre camă și rola tachetului, mecanismul considerat fiind cel prezentat în figura 1.

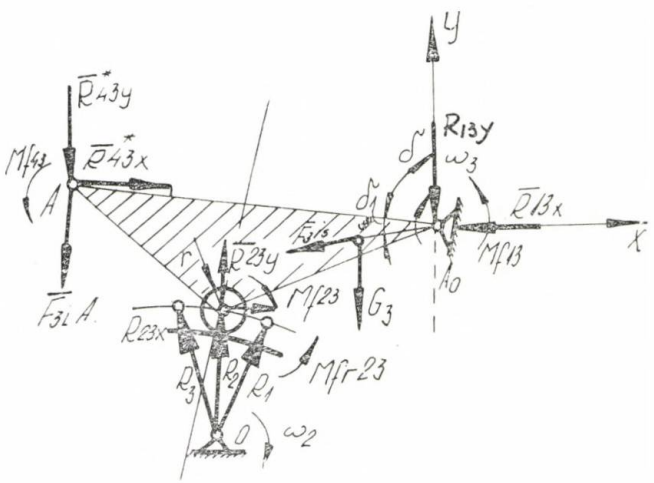


Fig. 1

Ecuațiile de echilibru ale tachetului 3, în prima aproximație, neglijînd frecarea, sînt :

$$R^*_{43x} - R_{13x} - R_{23x} + F_{3is}\sin(\delta_1 + \delta) -$$
$$- F_{3iA}\cos\delta = 0 \qquad (4)$$

$$G_3 - R^{*}_{43y} - F_{3iA}\sin\delta - R_{23y} - R_{13y} - F_{3is}\cos(\delta_1+\delta) = 0 \quad (5)$$

$$-R_{43y}l_{AOA}\sin\delta - R^{*}_{43x}l_{AOA}\cos\delta + F_{3iA}l_{AOA} + R_{23y}l_{AOE}\cdot\sin(\alpha_3+\delta) - G_3l_{AOS}\sin(\delta_1+\delta) - R_{23x}l_{AOE}\cdot\cos(\alpha_3+\delta) = 0, \quad (6)$$

$$\delta_1 = \left|\operatorname{arc\,tg}\frac{y_S}{x_S} - \operatorname{arc\,tg}\frac{y_A}{x_A}\right| \quad (7)$$

Reacțiunea R_{23}, fără frecare, acționează pe direcția normalei n-n în punctul de contact al rolei cu cama. Determinarea sistemului de ecuații (4 ... 6), ce conține patru necunoscute, R_{13x}, R_{13y}, R_{23x}, R_{23y}, se asigură prin completarea lui cu încă două relații de legătură între reacuținea R_{23} și componentele sale, exprimată prin intermediul coeficientului unghiular m, al normalei la profilul camei, și anume :

$$R_{23x} = R_{23}\cos(\operatorname{arc\,tg} m) \quad (8)$$

$$R_{23y} = R_{23}\sin(\operatorname{arc\,tg} m) \quad (9)$$

Cînd studiul cinetostatic se face concomitent cu sinteza profilului, coeficientul m se exprimă prin relația :

$$m = \frac{\frac{F}{y}}{\frac{F}{x}}, \text{ respectiv } m = -\frac{dx}{dy} \quad (10)$$

în funcție de felul cum este definit profilul camei, implicit sau parametric. Dacă se efectuează studiul unui mecanism de distribuție, a cărui camă este definită prin coordonatele centrului rolei, pentru stabilirea lui m se impune fie determinarea funcției profilului (folosind una din metodele cunoscute, prin interpolare sau a celor mai mici pătrate, întrucît ne aflăm în situația de a cunoaște o dependență numerică între n valori ale coordonatelor profilului), fie aproximînd profilul real prin arce de cerc, și exprimînd coeficientul unghiular al normalei în funcție de coordonatele punctului dat și cordonatele centrului curent, a_i, b_i, și anume :

$$m = \frac{2y_i + b_i}{2x_i + a_i} \quad (11)$$

Variația reacțiunii R_{23} este afectată de valoarea acestui coeficient și ca urmare depinde de forma profilului camei. Corelația între forța de contact dintre tachet și camă F, reacțiunea normală R_{23} și forma camei se exprimă prin intermediul unghiului de presiune α, prin relația :

$$R_{23} = \frac{F}{\cos\alpha} \quad (12)$$

Valoarea unghiului de presiune, în cazul mecanismului cu tachet oscilant cu rolă, se determină în funcție de legea de mișcare a tachetului, de dimensiunile și poziția mecanismului, figura 2.

Peste schema mecanismului desenată la scara k_s, se construiește poligonul vitezelor rabătute, astfel ca viteza camei să fie

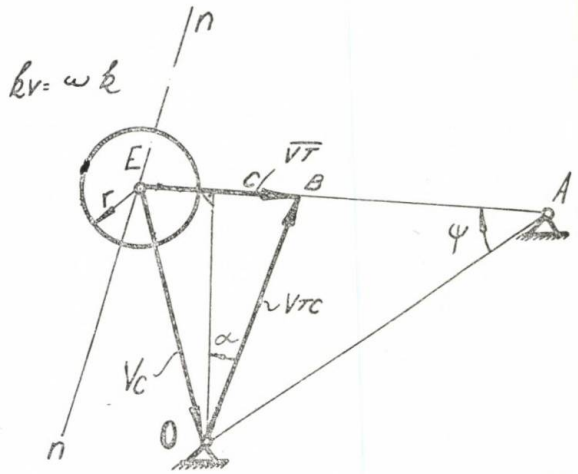


Fig. 2

reprezentată prin segmentul EO. În aceste condiții scara vitezelor va avea valoarea $k_v = \omega k_s$, în care ω este viteza unghiulară a camei : Viteza rabătută a tachetului se suprapune peste EA, iar viteza relativă va fi paralelă cu normala, triunghiul OEB corespunzînd deci, vitezelor rabătute.

Se notează cu C piciorul perpendicularei din O pe OE. În triunghiul OCB, unghiul COB este egal cu unghiul de presiune α. Din figură se observă că :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\overline{CB}}{\overline{OC}} \quad (11)$$

în care :

$$\overline{CB} = \overline{EB} - (\overline{AE} - \overline{AO}\cos\psi) \quad (12)$$

și

$$\overline{OC} = \overline{AO}\sin\psi \quad (13)$$

Înlocuind segmentele prin mărimile ce le reprezintă și scările respective, se obține următoarea relație de calcul a unghiului de presiune :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\frac{V_T}{\omega} \pm (l_{AO}\cos\psi - l_{AE})}{l_{AO}\cdot\sin\psi} \quad (14)$$

în care semnul (+) și (—) se consideră după cum $l_{AO} > l_{AE}$ și $l_{AO} < l_{AE}$.

În relația (14) raportul $\frac{V_T}{\omega}$ reprezintă viteza redusă a centrului rolei, s', iar unghiul de oscilație al tachetului ψ, se poate în locui prin relația :

$$\psi = \xi_0 + \frac{s_i}{l_{AE}} \tag{15}$$

Se obține astfel expresia :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{s' \pm \left| l_{AO} \cos\left(\xi_0 + \frac{s_i}{l_{AE}}\right) - l_{AE} \right|}{l_{AO} \sin\left(\xi_0 + \frac{s_i}{l_{AE}}\right)}, \tag{16}$$

care permite studiul variației unghiului de presiune în funcție de legea de mișcare a tachetului și dimensiunile mecanismului.

În pozițiile extreme, viteza tachetului fiind zero, relația (16) devine :

$$\operatorname{tg}\alpha = \pm \frac{l_{AO} \cos\left(\xi_0 + \frac{s_i}{l_{AE}}\right) - l_{AE}}{l_{AO} \sin\left(\xi_0 + \frac{s_i}{l_{AE}}\right)} \tag{17}$$

Relația (17) permite rezolvarea mai multor probleme :

a) cunoscînd dimensiunile mecanismului, razele extreme ale camei, raza rolei și unghiul de oscilație al tachteului, se pot calcula valorile unghiului de presiune α pe cercul de bază și vîrful camei ;

b) cunoscînd dimensiunile mecanismului și unghiul de presiune se pot calcula, pentru $s_i = O$, raza minimă a profilului teoretic al camei. În acest scop se determină unghiul ξ_0 și apoi folosind teorema cosinus se calculează lungimea l_{OE} din triunghiul OAE, adică suma dintre raza minimă a camei și raza rolei tachetului ;

c) cunoscînd dimensiunile mecanismului, unghiului de presiune și unghiul de oscilație maxim al tachetului, se determină suma dintre raza maximă a camei și raza rolei.

Avînd în vedere dependența reacțiunii normale R_{23} față de F, relația (12) și a reacțiunii R_{13} :

$$R_{13} = F \cdot \operatorname{tg}\alpha, \tag{18}$$

rezultă condiția necesară de a proiecta mecanisme camă-tachet care să realizeze valori cît mai mici ale unghiului de presiune.

Analiza armonică a legii de mișcare utilizată drept criteriu de optimizare

Pe baza ecuației de echilibru a elementului de arc sub acțiunea forței perturbatoare, a forței elastice și a forței de inerție rezultă că solicitarea suplimentară maximă a arcurilor de distribuție este un produs între un factor determinat de caracteristicile arcului, B, și amplitudinea armonicii perturbatoare de rezonanță, C_i :

$$\bar{\tau}_{i\,max} = B \cdot C_i \tag{19}$$

Ca urmare, variația solicitării totale a unui anumit arc este funcție de caracteristicile armonice ale legii de mișcare a supapei. Opțiunea pentru o anumită lege poate fi, ca urmare, influențată de alura amplitudinilor armonicilor de rezonanță, rezultate din analiza armonică. Este important să se stabilească în ce măsură legile de mișcare fără șoc realizează condiții superioare, din acest punct de vedere, față de legile de mișcare obișnuite.

În cazul motorului cu alezaj/cursă 165/155 se consideră pentru analiză două legi de mișcare fără șoc, ale supapei :

— legea de tip „b" ;
— legea de tip „b", modificată.

Mecanismul de distribuție este compus din tachet oscilant cu rolă, tijă împingătoare, culbutor, supape, și este antrenat de came profilate corespunzător legilor considerate.

Tabelul 1

Poz.	i	n_{cr}	C_i mm		$\tau = \ldots i$ daN/mm²	
			legea „b"	legea „b" mod.	legea „b"	legea „b" mod.
1	12	1300	0,009	0,0124	55,42	64
2	13	1200	0,0139	0,0227	67,35	89
3	14	1114	0,0191	0,0224	80	88
4	15	1040	0,0019	0,002	38	38
5	16	975	0,0143	0,0094	68,33	57
6	17	917	0,0097	0,011	57,12	60,5
7	18	867	0,00751	0,001	35,33	36
8	19	821	0,0075	0,003	51,76	41
9	20	780	0,0511	0,0051	45,95	46
10	21	742	0,0023	0,0024	39,13	40
11	22	709	0,0058	0,0047	47,7	45
12	23	678	0,00152	0,0016	37,2	37,43
13	24	650	0,0028	0,003	40,32	41
14	25	624	0,00264	0,0023	40	39,15
15	26	600	0,000783	0,001	33,4	36

Domeniul de turații ale motorului este cuprins între 1200 și 2600 rot/min, ceea ce corespunde cu 600—1300 rot/min pentru arborele cu came. Fiecare supapă este echipată cu cîte o pereche de arcuri caracterizată prin pulsație proprie identică $\nu_e = 1632\ s^{-1}$, față de care rezultă ordinul armonicilor de rezonanță i, cuprins între :

$$12 \leqslant i \leqslant 26,$$

pentru care se calculează amplitudinile c_i, folosind în locul primitivei formule de aproximare.

Pentru calculul lui C_i se folosește, în locul primitivei, integrarea prin părți. Relația de calcul a amplitudinii C_i a armonicii legii de tip „b', cu considerarea jocului, este următoarea :

$$\frac{\Pi}{2} C_i = -\frac{1}{i^2} f_2'(\alpha_j) \cos i\alpha_j + \frac{1}{i^3} f_2''(\alpha_j) \sin i\alpha_j +$$

$$+ \frac{1}{i^4} \Big\{ - \cos i\alpha_2 \left[f_2'''(\gamma_2) - f_3'''(\gamma_2) \right] -$$

$$- \cos i\alpha_3 \left[f_3'''(\alpha_3) - f_4'''(\alpha_3) \right] + \cos i\alpha_4 f_5'''(\alpha_4) \Big\} -$$

$$- \frac{1}{i^5} \Big\{ \sin i\alpha_1 f_2(\alpha_1) - \sin i\alpha_4 \left[f_4^{IV}(\alpha_4) - f_5^{IV}(\alpha_4) \right] -$$

$$- \sin i\alpha_5 f_5^{IV}(\alpha_5) \Big\} - \frac{1}{i^6} \Big\{ - \cos i\alpha_2 \left[f_2^{V}(\alpha_2) - \right.$$

$$\left. - f_3^{V}(\alpha_2) \right] - \cos i\alpha_3 \left[f_3^{V}(\alpha_3) - f_4^{V}(\alpha_3) \right] \Big\} \quad (20)$$

iar în cazul legii „b" modificate :

$$\frac{\Pi}{2} C_i = -\frac{1}{i^2} f_2'(\alpha_j) \cos i\alpha_j + \frac{1}{i^3} f_2''(\alpha_j) \sin i\alpha_j +$$

$$+ \frac{1}{i^4} \Big\{ - \cos i\alpha_2 \left[f_2'''(\alpha_2) - f_3'''(\alpha_2) \right] -$$

$$- \cos i\alpha_3 \left[f_3'''(\alpha_3) - f_4''(\alpha_3) \right] + \cos i\alpha_4 f_5'''(\alpha_4) \Big\} -$$

$$- \frac{1}{i^5} \Big\{ \sin i\alpha_1 f_2^{IV}(\alpha_1) + \sin i\alpha_2 f_3^{IV}(\alpha_2) -$$

$$- \sin i\alpha_3 f_3^{IV}(\alpha_3) - \sin i\alpha_4 \left[f_4^{IV}(\alpha_4) - f_5^{IV}(\alpha_4) \right] \Big\} -$$

$$- \frac{1}{i^6} \Big[- \cos i\alpha_2 f_2^{V}(\alpha_2) + \cos i\sigma_3^{V} f_4(\alpha_3) \Big] \quad (21)$$

Pentru cele două tipuri de legi considerate, valorile turațiilor critice, amplitudinile armonicilor, perturbatoare de rezonanță și solicitările totale corespunzătoare, sînt prezentate în tabelul 1.

Se constată că solicitarea maximă a ambelor arcuri se produce la turația de 2228 rot/min în cazul legii „b" și respectiv la 2400 și 2228 rot/min în cazul legii „b" modificate. Efortul total alternant atinge aici valori apropiate de limitele admisibile. Aceste constatări impun luarea în considerație a efectelor regimului de oscilații generat de legea de mișcare, care trebuie aleasă astfel încît solicitările să rămînă în limitele normale, generînd în felul acesta o condiție suplimentară pentru optimizarea distribuției motoarelor în patru timpi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kovács, Fr. D., Oprea, I.:* Teoria mecanismelor și dinamica mașinilor. Litografie I.P. Timișoara 1969 — Timișoara.

[2] *Tesar, D., Matthew, G. K.:* The dynamic synthesis analiysis and design of modeled cam systems. Lexington Books. 1976.

[3] *Marina, M.:* Contribuții la analiza cinematică a mecanismelor de distribuție ale M.A.I. Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, 1976, Reșița.

CZ : 621.436 : 662.61

Cercetări experimentale privind posibilitatea injectării în două etape a combustibilului ușor la motorul diesel

Sef. lucr. dr. Nicolae **CARAMAVRU** — Institutul politehnic „Traian Vuia" Timișoara

Problemea folosirii unui combustibil mai ușor decît motorina pe motoarele diesel a început să fie cercetată după cel de-al doilea război mondial. S-a urmărit, în special, să se folosească benzina cu cifră octanică redusă care, pe măsura creșterii raportului de comprimare la motoarele cu aprindere prin scînteie, începe să devină excedentară. Rezolva-

rea acestei probleme reprezintă depășirea motorului diesel clasic capabil să folosească un singur combustibil și crearea unui motor policarburant, care să poată folosi după împrejurări combustibilul pe care îl are la dispoziție.

Dificultățile principale care apar în calea folosirii combustibilului ușor pe motoarele cu aprindere prin comprimare sînt legate de durata lungă a perioadei de întîrziere la autoaprindere, viteza mare de creștere a presiunii în perioada arderii rapide (cu flacără caldă) și, ca o consecință a acesteia, funcționarea cu bătăi (zgomot) și vibrații a motorului. În aceste condiții, eficiența arderii combustibilului și durata de funcționare a organelor motorului (piston, bielă, arborele motor, lagăre, etc.) sînt mult micșorate. În vederea evitării acestor fenomene, în prezenta lucrare, se urmărește realizarea unui sistem de injecție cu caracteristica de injecție divizată în două, capabil să asigure funcționarea optimă a motorului diesel cu camera de ardere în piston.

Soluția practică a divizării în două a caracteristicii de injecție a combustibilului a constat în executarea unui canal circular pe pistonul plonjor, care să permită întreruperea injecției în momentul trecerii acestuia prin fața orificiilor de evacuare ale cilindrului datorită scurgerii combustibilului înapoi în canalul de alimentare. Poziția și lățimea lui pe pistonul plonjor a fost determinată de pauza adoptată dintre cele două etape ale injecției, de cantitatea de combustibil V_1 ce urmează să se injecteze în etapa întîia și de legea de deplasare a pistonului plonjor.

Pe baza acestei soluții constructive s-au proiectat două pompe de injecție (variantele IDE—1 și IDE—2, adică pompe cu injecția în două etape de tip 1 și de tip 2), care diferă între ele prin cantitatea de combustibil injectată în etapa întîia, prin pauza dintre cele două etape ale injecție și prin panta muchiei elicoidale care determină sfîrșitul injecției din etapa a doua. La proiectarea lor s-au luat în considerație puterea maximă a motorului D—103, debitul de combustibil maxim al ciclului, relațiile care există între dimensiunile geometrice ale elementului de pompă, legea de deplasare a pistonului plonjor, compresibilitatea combustibilului ușor și dilatarea lui datorită încălzirii. În paralel, s-a executat și experimentat și sistemul de injecție Vigom [3].

Combustibilul ușor folosit la experimentarea acestor pompe a fost format dintr-un amestec de 75% benzină COR 75 și 25% motorină. În figura 1 este dată curba de distilare Engler a acestui combustibil.

Experimentarea pompelor de injecție amintite s-a efectuat cu ajutorul aparaturii electronice, a cărei scheme bloc este pre-

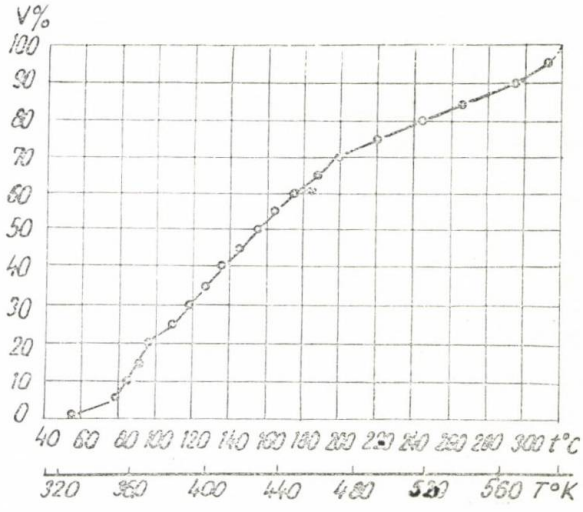


Fig. 1 Curba de distilare Engler a combustibilului ușor folosit

zentată în figura 2. Această instalație a permis înregistrarea simultană a oscilogramelor presiunii combustibilului de la pulverizator și a deplasării acului pulverizatorului.

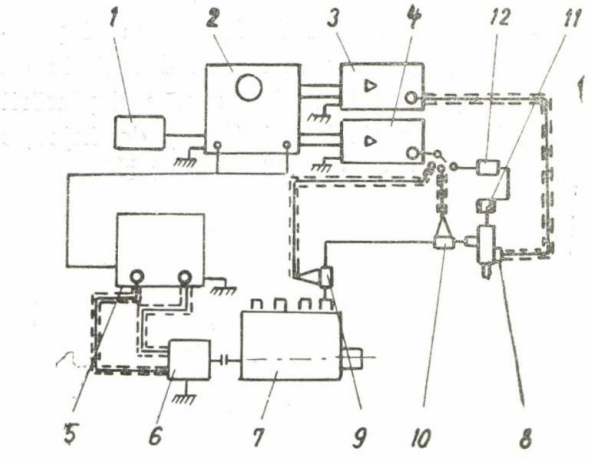


Fig. 2 Schema bloc a instalației electronice: 1 — stabilizator de tensiune; 2 — duoscopul „Krijek"; 3 și 4 — amplificatoare. 5 — oscilator; 6 — traductor capacitiv de unghi; 7— pompă de injecție; 8, 9 și 10 — traductoare piezoelectrice; 11 — traductor inductiv; 12 — integrator.

În acest scop, pulverizatorul a fost prevăzut cu un orificiu la care s-a racordat traductorul piezoelectric (8). Pentru înregistrarea deplasării acului s-a folosit traductorul inductiv (11). S-au mai folosit după necesități încă două traductoare piezoelectrice unul (9)

introdus între racordul elementului de pompă și conducta de înaltă presiune și altul (10) între conductă și injector.

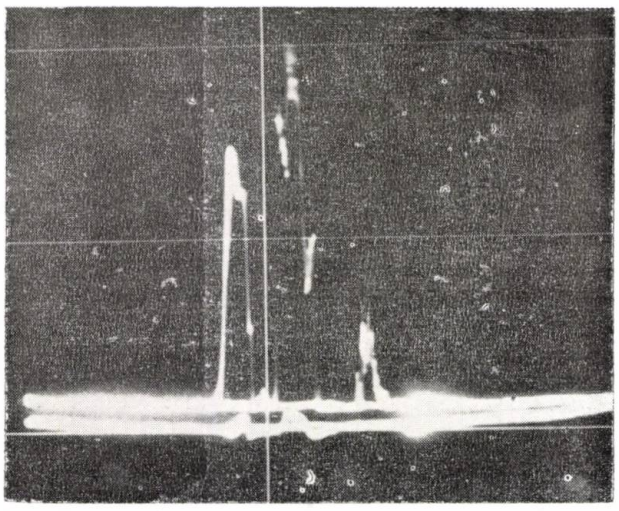


Fig. 3 Oscilogramele presiunii de injecție și a deplasării acului înregistrate la pulverizator cu pompa de injecție, varianta IDE—1, la n_c = 800 rot/min.

În figura 3 se pot vedea oscilogramele presiunii de injecție și a deplasării acului înregistrate cu pompa de injecție varianta IDE-1, la $n_c = 800$ rot/min, în condițiile de funcționare pe standul de încercare al pompelor de injecție, iar în figura 4 curbele de variație a presiunii de injecție, a deplasării acului și a coracteristicii (legii) de injecție diferențiale obținute după prelucrare.

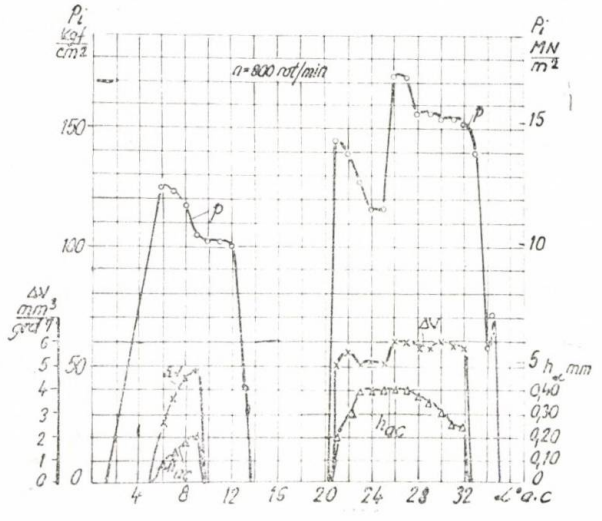


Fig. 4 Curbele de variație a presiunii de injecție $p=f(\alpha)$; a deplasării acului $h_{ac}=f(\alpha)$ și a caracteristicii (legii) de injecție diferențiale $\Delta v=f(\alpha)$ obținute după prelucrarea oscilogramelor din figura 3.

În figurile 5 și 6 sînt prezentate aceleași curbe obținute cu pompa de injecție varianta IDE-2, în condițiile funcționării pe motor.

Pentru calculul debitului Δv, [cm³/grd], s-a folosit relația lui Bernoulli și, deoarece vîscozitatea combustibilului ușor este mai mică decît a motorinei, s-au scăzut pierderile care se produc prin jocul dintre ac și corpul pulverizatorului. Pentru calculul pier-

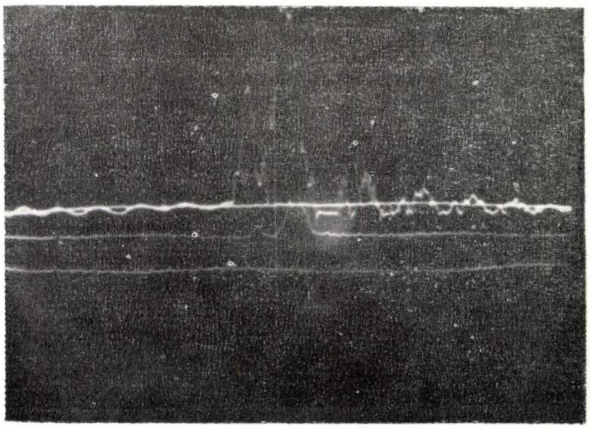


Fig. 5 Oscilogramele presiunii combustibilului la intrarea în injector și a deplasări acului, înregistrate cu pompa de injecție varianta IDE—2, în condițiile funcționării pe motor.

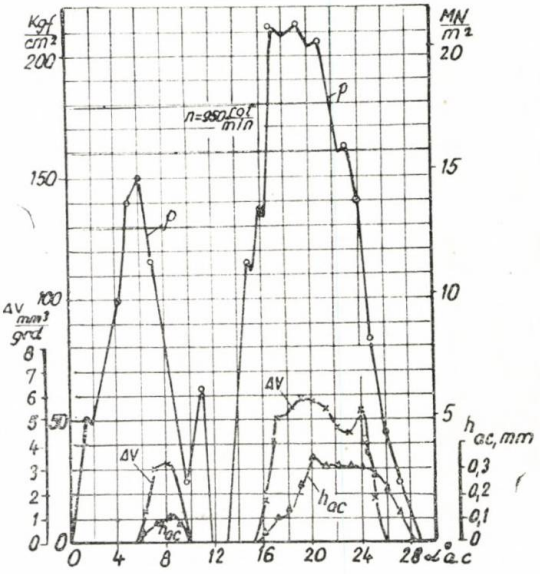


Fig. 6 Curbele de variație a presiunii combustibilului $p=f(\alpha)$, a deplasării acului $h_{ac}=f(\alpha)$ și a caracteristicii (legii) de injecție diferențiale $\Delta v=f(\alpha)$, obținute după prelucrarea oscilogramelor din figura 5.

derilor de combustibil s-a folosit formula dată de Bașta [1], valabilă pentru cazul cînd raportul $s/r<0{,}001$; s este jocul dintre ac și corpul pulverizatorului, iar r este raza orificiului.

În final, relația folosită pentru determinarea caracteristicii diferențiale de injecție a fost :

$$\Delta V = \frac{\mu A}{6 n_c} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} - \frac{1}{6 n_c} \cdot \frac{\pi d s^3 \Delta p}{128 \mu_a L}, \text{ [cm/grd.a.c.]},$$

în care :

μA este secțiunea efectivă totală a orificiilor pulverizatorului ;

n_c — turația arborelui cu came al pompei ;

ρ — densitatea combustibilului în [gfs²/cm⁴] ($\rho = 0{,}782 \cdot 10^{-3}$) ;

$\Delta p = p_i - p_0$, diferența de presiune, [kgf/cm²] ;

d — diametrul mediu al corpului în care se deplasează acul în [cm] ;

μ_a — vîscozitatea absolută în [gfs/cm²] ;

L — lungimea părților de etanșare a acului pulverizatorului.

Din analiza caracteristicilor de injecție obținute prin prelucrarea mai multor oscilograme [2], a rezultat că aceste pompe asigură injecția în etapa întîia a unor cantități diferite de combustibil.

Cantitatea de combustibil injectată în etapa întîia la varianta IDE-1 variază în funcție de turație între 11,4—17,2 mm³, în timp ce la varianta IDE-2 este de numai 8—10 mm³. De asemenea, s-a constatat că durata injecției din etapa întîia, în timpul funcționării pe motor, este de 5° a.c. (grade de rotire ale arborelui cu came), adică cu 1°40' mai lungă decît în cazul injecției în atmosferă. Această creștere a duratei injecției din etapa întîia atrage după sine micșorarea pauzei dintre cele două etape ale injecției.

Momentul autoaprinderii depinde de cantitatea de combustibil injectată în etapa întîia și de pauza dintre cele două etape ale injecției. În funcție de acești doi factori importanți și de presiunea gazelor din camera de ardere, autoaprinderea se poate produce înainte de începutul injecției combustibilului din etapa a doua sau după aceasta.

La motorul D-103, rezultate bune s-au obținut cu pompa de injecție, varianta IDE-2, cînd autoaprinderea se produce după începutul injecției combustibilului din etapa a doua. În acest caz reacțiile chimice care se produc în jetul de combustibil injectat în etapa întîia contribuie la reducerea perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat în etapa a doua și ca o consecință a acesteia are loc micșorarea vitezei de creștere a presiunii $\frac{dp}{d\alpha}$ pînă la valori egale sau uneori mai mici decît cele obținute la funcționarea cu injecție obișnuită de motorină.

In funcție de forma camerei de ardere și de celelalte caracteristici tehnice ale motorului cu aprindere prin comprimare, folosirea acestui sistem de injecție deschide perspectiva nu numai a avantajelor oferite de crearea unui motor policarburant (folosirea cu randament ridicat a benzinelor cu cifră octanică redusă), dar și a micșorării zgomotului produs ca o consecință a reducerii vitezei de creștere a presiunii.

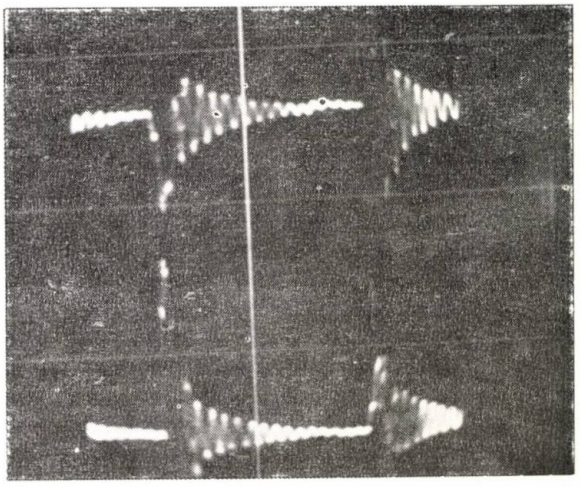


Fig. 7 Oscilogramele presiunii combustibilului la injectoarele nr. 4 (sus) și nr. 1 (jos), înregistrate simultan, la sistemul de injecție Vigom.

În ce privește sistemul de injecție Vigom, analiza oscilogramelor presiunii combustibilului din figura 7, înregistrează la injectoarele nr. 1 și 4 arată că în conductele de înaltă presiune, la intrarea în injector, au loc intense oscilații ale presiunii combustibilului, care datorită șocului hidraulic au dus la ruperea conductelor la presiuni mai mici (150—200 kgf/cm², 15—20 MN/m²), decît presiunea statică (500—600 kgf/cm², 50—60 MN/m²) la care are loc în mod normal ruperea acestor conducte. Așa după cum se observă pe figura 7, oscilațiile de presiune crează depresiuni mari în conducte care pot duce la apariția fenomenului de cavitație.

Pe baza acestor rezultate obținute se apreciază că experimentarea sistemului de injecție Vigom pe motor nu este posibilă, decît după o eventuală înlăturare a deficiențelor arătate.

Folosirea, în practică, pe o scară largă, pe motorul diesel de tractor, a pompei de injecție (varianta IDE-2) în vederea funcționării acestuia cu combustibil ușor, ar permite economisirea unei cantități de motorină, care ar putea fi folosită atît pentru nevoile mereu crescînde de combustibil diesel cît și pentru satisfacerea în condiții convenabile a nevoilor exportului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bașta, T. M.:* Samoletniie ghidravliceschie privodî i agregatî. Construcția i rasciot), Moskva, 1951.

[2] *Caramavru, N.:* Contribuți ila posibilitatea folosirii combustibililor ușori în motoarele cu aprindere prin compresiune cu injecție directă (teză de doctorat. I. P. Timișoara, 1971).

[3] *Salé, B.:* Le contrôle de la combustion des moteurs Diesel par le procédé Vigom. Journal de la SIA. Ingéneurs de l'automobile nr. 6 1964.

CZ : 621.4 : 62.001.24

Metodă numerică de calcul al stratului limită laminar pe o suprafață plană

Ing. Ion **MĂRĂCINEANU** — I.N.M.T. București

Pentru multiplele sale aplicații practice și teoretice, curgerea reală fără gradient longitudinal de presiune peste plăci și suprafețele plane, rămîne în actualitate. Lucrarea de față își propune să prezinte o rezolvare a ecuației integrale a impulsului, în cazul în care se utilizează ca distribuție de viteze în stratul limită o lege polinomială care își modifică graficul în mod continuu pe direcția curgerii.

Pentru aceasta se vor considera două distribuții de viteze de formă generală :

$$\frac{W_x}{W_0} = f_1(\bar{y}, n) \tag{1}$$

$$\frac{W_x}{W_0} = f_2(\eta, n) \tag{2}$$

în care :

W_x — viteza curentă în stratul limită corespunzătoare unei abscise X și unei ordonate,

W_0 — const. — viteza fluidului în curgerea exterioară stratului limită,

$\bar{y}, \eta$ — ordonatele adimensionale curente, dirijate, după direcția normală la suprafața plăcii,

$$\bar{y} = \frac{y}{\delta}\ ;\quad \eta = 1 - y = 1 - \frac{y}{\delta}$$

δ — grosimea curentă a stratului limită ;

n — parametrul distribuției de viteze, definit de legea logaritmică :

$$n = \alpha \ \mathrm{n}\, Re_x = \alpha \ln \frac{W_0 x}{\nu}, \tag{3}$$

unde :

α — constantă

X — abscisa curentă măsurată în sensul curgerii,

ν — vîscozitatea cinematică a fluidului.

În cazul curgerilor reale peste suprafețele plane fără gradient de presiune, rezultă că $dw_0/dx = 0$, și ecuația integrală a stratului limită se reduce la forma :

$$\frac{d\delta^{xx}}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho w_0^2} \tag{4}$$

unde :

δ^{xx} — grosimea curentă a pierderilor de impuls ;

τ_0 — efortul tangențial la perete într-un punct curent de abscisă X ;

ρ — densitatea fluidului considerată constantă.

Rezolvarea ecuației (4) în cazul laminar, presupune precizarea distribuției de viteze de forma (1) sau (2).

În cele ce urmează se vor considera în paralel ambele distribuții de viteze enunțate. Pentru rezolvarea ecuației (4) trebuie calculate expresiile grosimii pierderilor de impuls și a tensiunii tangențiale la perete τ_0, în funcție de profilul de viteze adoptat.

Astfel, grosimea pierderii de impuls devine :

— pentru profilul de viteze (1)

$$\delta^{xx} = \int_0^{\delta} \frac{W_x}{W_0}\left(1 - \frac{W_x}{W_0}\right) dy = \delta \int_0^1 f_1(1 - f_1) d\bar{y} =$$

$$= \delta A_1(n) \tag{5}$$

— pentru profilul de forma (2) :

$$\delta^{xx} = \int_0^{\delta} \frac{W_x}{W_0}\left(1 - \frac{W_x}{W_0}\right) dy = -\delta \int_1^0 f_2(1 -$$

$$- f_2) d\eta = -\delta A_2(n) \tag{6}$$

Expresia tensiunii tangențiale la perete, pentru cele două profile de viteze va fi :

$$\tau_0 = \mu\left(\frac{\partial W_x}{\partial y}\right)_{y=0} = \mu W_0\left(\frac{\partial f_1}{\partial \bar{y}}\right)_{\bar{y}=1} \cdot \left(\frac{d\bar{y}}{dy}\right) = \frac{\mu W_0}{\delta} f_1'(0) = \frac{\mu W_0}{\delta} C_1(n), \quad (7)$$

respectiv :

$$\tau_0 = \mu\left(\frac{\partial W_x}{\partial y}\right)_{y=0} = \mu W_0\left(\frac{\partial f_2}{\partial \eta}\right)_{\eta=1} \cdot \left(\frac{d\eta}{dy}\right) = -\frac{\mu W_0}{\delta} \cdot f_2'(1) = -\frac{\mu W_0}{\delta} C_2(n) \quad (8)$$

unde s-a notat :

$$f_1'(0) = C_1(n) \quad (9)$$

$$f_2'(1) = C_2(n) \quad (10)$$

Introducînd în (4) expresiile (5) și (7), respectiv (6) și (8), ecuația integrală devine :

— pentru prima distribuție de viteze :

$$\delta \frac{d}{dx}[\delta A_1(n)] = \frac{\nu}{W_0} C_1(n) \quad (11)$$

— pentru cea de a doua distribuție de viteze :

$$\delta \frac{d}{dx}[\delta A_2(n)] = \frac{\nu}{W_0} C_2(n) \quad (12)$$

Comparînd ecuațiile (11) și (12) se constată că acestea sînt de formă identică, ceea ce atestă faptul că utilizarea celor două distribuții de viteze considerate operează aceleași modificări structurale asupra ecuației diferențiale inițiale (4).

În consecință transformările ulterioare ale ecuațiilor (11) și (12), pot fi urmărite în continuare pe forma generală neafectată de indici :

$$\delta \frac{d}{dx}[\delta A(n)] = \frac{\nu}{W_0} C(n) \quad (13)$$

Ținînd seama de faptul că $A(n)$ și $C(n)$ sînt expresii algebrice depinzînd în exclusivitate de parametrul n, iar la rîndul său n depinde prin legea logaritmică (3) de abscisa X, rezultă că ecuația (13) este o ecuație diferențială cu coeficienți variabili.

O formă mai convenabilă pentru rezolvare rezultă, dacă se diferențiază termenul din dreapta al ecuației (13), ținînd seama că atît δ cît și n depind de X. După cîteva calcule simple se ajunge la forma :

$$\delta \frac{d\delta}{dn} + \delta^2 \frac{A'(n)}{A(n)} = \frac{1}{\alpha}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)\frac{C(n)}{A(n)} \mathcal{X} \quad (14)$$

în care : $A'(n) = dA(n)/dn$

Înlocuind în (14) pe X cu expresia sa dedusă din (3) și trecînd pentru comoditatea calculelor de la variabila X la variabila n se obține :

$$\delta \frac{d\delta}{dn} + \delta^2 \frac{A'(n)}{A(n)} = \frac{1}{\alpha}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)^2 \frac{C(n)}{A(n)} e^{\frac{n}{\alpha}} \quad (15)$$

Făcînd schimbarea de variabilă :

$$z = \delta^2 \quad (16)$$

se ajunge în final la :

$$\frac{dz}{dn} + 2\frac{A'(n)}{A(n)} z - \frac{2}{\alpha}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)^2 \frac{C(n)}{A(n)} e^{\frac{n}{\alpha}} = 0 \quad (17)$$

Ecuația (17) este o ecuație diferențială de ordinul I cu coeficienți variabili, a cărei soluție generală este :

$$z(n) = \left[\exp\left(-2\int_{n_0}^{n} \frac{A'(\xi)}{A(\xi)} d\xi\right)\right]\left\{z(n_0) + \frac{2}{\alpha}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)^2 \int_{n_0}^{n}\left[\frac{C(\xi)}{A(\xi)} \exp\left(\frac{\xi}{\alpha} + 2\int_{n_0}^{\xi} \frac{A'(s)}{A(s)} ds\right)\right] d\xi\right\} \quad (18)$$

În expresia (18) s-au introdus variabilele de integrare ξ și S, spre a ilustra faptul că limita superioară n este variabilă.

Observînd că :

$$\int_{n_0}^{n} \frac{A'(\xi)}{A(\xi)} d\xi = \ln A(\xi)\Big|_{n_0}^{n} = \ln \frac{A(n)}{A(n_0)} \quad (19)$$

$$\exp\left(-2\int_{n_0}^{n} \frac{A'(\xi)}{A(\xi)} d\xi\right) = \exp\left\{\ln\left[\frac{A(n)}{A(n_0)}\right]^2\right\} = \left[\frac{A(n_0)}{A(n)}\right]^2, \quad (20)$$

$$\exp\left[\frac{\xi}{\alpha} + 2\ln\frac{A(\xi)}{A(n_0)}\right] = \left[\frac{A(\xi)}{A(n_0)}\right]^2 \cdot \exp\left(\frac{\xi}{\alpha}\right) \quad (21)$$

soluția (18) poate fipusă sub forma finală mai simplă :

$$z(n)=\left[\frac{A(n_0)}{A(n)}\right]^2\left\{z(n_0)+\right.$$

$$\left.+\frac{2}{\alpha}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)^2\left[\frac{1}{A(n_0)}\right]^2\int_{n_0}^{n}A(\xi)\cdot C(\xi)\,e^{\frac{\xi}{\alpha}}\,d\xi\right\} \quad (22)$$

Soluția (2) nu poate fi integrată decît numeric, pentru începerea calculelor fiind necesar a se preciza valoarea z (n_0).

Pentru stabilirea valorii z (n_0) se are în vedere faptul că parametrul n este dat de legea logaritmică (3) iar distribuțiile de viteze considerate sînt reprezentate de polinoame cu coeficienți și exponenți depinzînd de acest parametru.

În consecință, calculul nu poate începe decît de la o anumită valoare $n=n_0>0$, specifică fiecărei distribuții concrete de viteze, pentru care profilul vitezelor pe porțiunea inițială a stratului limită are o formă cît mai apropiată de profilul laminar.

În presupunerea că n_0 s-a determinat din condițiile susmenționate, determinarea mărimilor de început de integrare se face după cum urmează :

— din relația (3) și pentru n_0 precizat rezultă valoarea X_0 :

$$X_0=\frac{\nu}{W_0}\exp\left(\frac{n_0}{\alpha}\right) \quad (23)$$

— pentru determinarea lui $\delta(n_0)$ se apelează la relația lui Pohlhausen în care se înlocuiește X cu valoarea X_0 :

$$\delta(n_0)=2\sqrt{\frac{315}{37}}\cdot\sqrt{\frac{\nu X_0}{W_0}}=$$

$$=2\sqrt{\frac{315}{37}}\left(\frac{\nu}{W_0}\right)\sqrt{e^{\frac{n_0}{\alpha}}} \quad (24)$$

— o dată stabilită valoarea $\delta(n_0)$, prin utilizarea relației (16) rezultă :

$$z(n_0)=\delta^2(n_0)=4\left(\frac{315}{37}\right)\left(\frac{\nu}{W_0}\right)^2 e^{\frac{n_0}{\alpha}} \quad (25)$$

și integrarea numerică poate fi începută.

În acest fel se determină valorile succesive Z (n), după care se calculează ușor mărimile caracteristice corespunzătoare ale stratului limită : δ, δ^x, δ^{xx}, τ_0, etc.

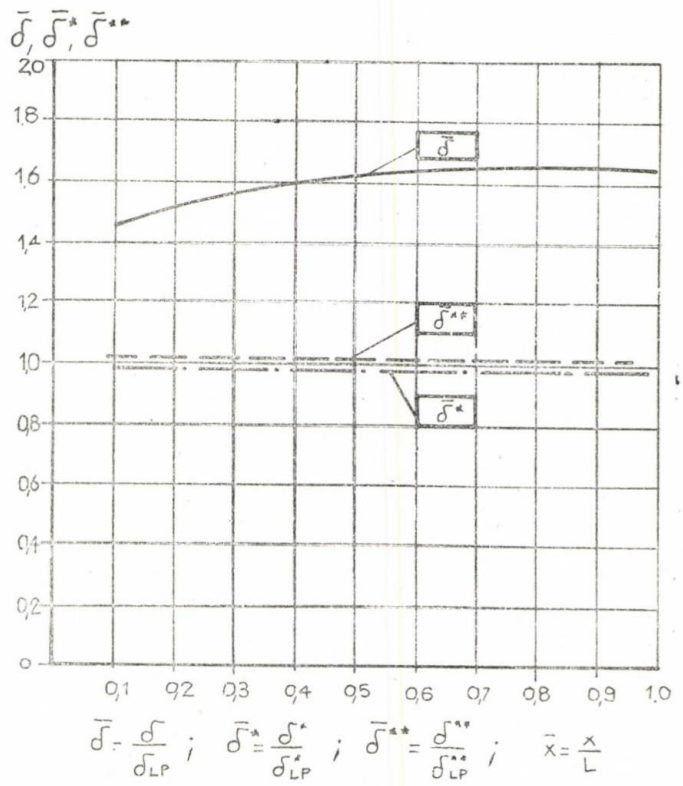


Fig. 1

Pentru exemplificarea numerică a metodei expuse, s-a utilizat pentru integrare, distribuția de viteze de tipul (2) :

$$f_2(\eta,n) = 1 - \frac{(n+1)(n+2)}{6}\eta^n + \frac{(n-1)(n+2)}{3}\eta^{n+1} - \frac{(n-1)n}{6}\eta^{n+2} \quad (26)$$

și s-au calculat mărimile caracteristice ale stratului limită pentru cazul unei plăci plane de lungime L=200 mm, peste care curge un curent de aer de viteză constantă W=100 m/s și avînd o vîscozitate cinematică $\nu = 2 \cdot 10^{-5}$ m²/s.

Rezultatele calculului s-au comparat cu cele similare date de metoda laminară Pohlhausen și sînt reprezentate parțial în figura 1 prin graficele mărimilor raportate :

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_{LP}}; \quad \bar{\delta}^x = \frac{\delta^x}{\delta^x_{LP}}; \quad \bar{\delta}^{xx} = \frac{\delta^{xx}}{\delta^{xx}_{LP}}, \quad (27)$$

unde :

δ, δ^x, δ^{xx} — grosimile caracteristice ale stratului limită calculate cu distribuția de viteze f_2 ;

δ_{LP}, δ^x_{LP}, δ^{xx}_{LP} — grosimile caracteristice ale stratului limită calculate cu distribuția laminară de viteze Pohlhausen.

Graficele sînt reprezentate în funcție de abscisa adimensională :

$$\bar{x} = \frac{x}{L} \quad (28)$$

în care :

X — abscisa curentă pe direcția curgerii ;

L — lungimea plăcii.

Compararea rezultatelor obținute în cazul folosirii distribuției de viteze (26), cu cele oferite de varianta laminară Pohlhausen, conduce la următoarele **concluzii :**

Folosirea în calculul stratului limită a distribuției de viteze (26), influențează diferit mărimile caracteristice ale stratului limită și anume :

— **mărește substanțial grosimea fizică curentă $\delta(x)$;**

— **operează transformări neesențiale ale grosimii de deplasare $\delta^x(x)$ și a celei de impuls $\delta^{xx}(x)$. mărește în medie cu 3% valoarea tensiunii tangențiale la perete, τ_0.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schlichting, H. H.* : Boundary layer thery. Mc. Graw-Hill, New-York, 1968.

[2] *Smirnov, V. I.* : Curs de matematici superioare Vol. II (Trad. din l. rusă), Ed. Tehnică, Buc., 1955.

CZ : 621.4

Analiza la măsurarea prin termocupluri a temperaturilor cilindrului unui motor răcit cu aer

Conf. dr. ing. Nicolae **APOSTOLESCU** — Institutul Politehnic București

Ing. Dragoș **SFINȚEANU** — I.N.M.T. București

Introducere

Erorile care apar la măsurarea prin termocupluri a temperaturii corpurilor solide pot fi grupate în următoarele categorii :

— erori provocate de particularitățile tehnologice privind sudura și montarea termocuplului ;

— erori datorate variației temperaturii sursei reci ;

— erori introduse la etalonarea termocuplului ;

— erori datorate transferului de căldură prin conducție în lungul firelor termocuplului și prin convecție laterală.

Erorile corespunzătoare primelor trei grupe depind de metodica efectuării măsurărilor propriu-zise, fiind comune tuturor măsurărilor de temperatură prin termocupluri.

Erorile din ultima categorie au un caracter funcțional, care prezintă un interes deosebit în domeniul motoarelor răcite cu aer, în situația în care termocuplurile sînt aplicate pe nervurile de răcire ale cilindrului. Evaluarea acestor erori reprezintă obiectul lucrării.

Calculul erorilor de măsurare datorate transferului de căldură.

Pentru un anumit regim de funcționare a motorului, într-o zonă definită a suprafeței exterioare nervurate a cilindrului, se stabilește temperatura T_c, corespunzătoare schimbului de căldură convectiv staționar cu aerul.

Termocuplul, aplicat pe suprafața nervurii, intervine ca o sondă de extracție a căldurii, care modifică temperatura locală originară T_c. Cilindrul cedează căldura termocuplului, în zona de contact, care este transferată axial, în lungul firelor termocuplului, prin conductibilitate și lateral, prin convecție. În consecință, temperatura T_j în zona de contact, care este măsurată efectiv de termocuplu, va fi diferită de temperatura T_c a suprafeței în absența termocuplului. Diferența $T_c - T_j$ reprezintă eroarea de măsurare datorită prezenței termocuplului.

Pentru definirea temperaturii T_j, se exprimă temperatura conductorilor termocuplului și căldura transmisă de termocuplu.

Se introduc următoarele notații (conform fig. 1) :

— d_{s_1} , d_{s_2} — diametrele conductorilor termocuplului ;

— d_{i_1} , d_{i_2} — diametrele conductorilor izolați ai termocuplului ;

— A_1 A_2 — ariile secțiunilor conductorilor termocuplului ;

— C_1, C_2 — ariile suprafețelor exterioare ale conductorilor termocuplului pe unitatea de lungime ;

— λ_{s_1} , λ_{s_2} — coeficienții de conductibilitate termică ai conductorilor termocuplului ;

— λ_{i_1} , λ_{s_2} — coeficienții de conductibilitate termică ai izolațiilor conductorilor ;

— α coeficientul de convecție aer — cilindru ;

— l — lungimea conductorilor termocuplului ;

$T_{s_1(x)}$, $T_{s_2(x)}$ — temperaturile conductorilor termocuplului.

Căldura transmisă prin conductibilitate în conductorul 1, în secțiunea X (fig. 1) este :

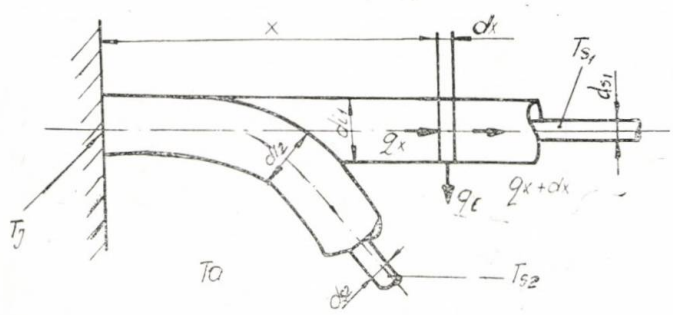


Fig. 1

$$q_{x_1} = -\lambda_{s_1} \cdot A_1 \frac{dT_{s_1}}{dx} \qquad (1)$$

iar în secțiunea $x+dx$, în ipoteza că λ_{s_1} și A_1 nu variază în lungul conductorilor, este :

$$q_{(x+dx)_1} = q_{x_1} + \frac{d(q_{x_1})}{dx} dx \qquad (2)$$

(2 A)

$$q(x+dx)_1 = -\lambda_{s1} A_1 \frac{dT_{s_1}}{dx} - \lambda_{s_1} A_1 \frac{d^2 T_{s_1}}{dx^2} dx$$

Căldura pierdută lateral, prin izolație, este :

$$q_{l_1} \approx \pi \lambda_{i_1} \frac{d_{i_1} + d_{s_1}}{d_{i_1} - d_{s_1}} \cdot \frac{T_{s_1} - T_{i_1}}{\varphi_1} dx \qquad (3)$$

unde φ_1 este coeficientul de curbură :

$$\varphi_1 = \ln \frac{d_{i_1}}{d_{s_1}} \cdot \frac{d_{i_1}/d_{s_1} + 1}{2(d_{i_1}/d_{s_1} - 1)} \qquad (4)$$

Această căldură este echivalentă căldurii transferate prin convecție aerului de răcire :

$$\pi \lambda_{i_1} \frac{d_{i_1} + d_{s_1}}{d_{i_1} - d_{s_1}} \cdot \frac{T_{s_1} - T_{i_1}}{\varphi_1} dx = \pi d_{i_1} \alpha (T_{i_1} - T_a) dx$$

de unde :

$$T_{i_1} = \frac{\alpha d_{i_1} T_a + \frac{\lambda_{i_1}}{\varphi_1} \cdot \frac{d_{i_1} + d_{s_1}}{d_{i_1} - d_{s_1}} T_{s_1}}{\alpha d_{i_1} + \frac{\lambda_{i_1}}{\varphi} \cdot \frac{d_{i_1} + d_{s_1}}{d_{i_1} - d_{s_1}}}$$

sau :

$$T_{i_1} = \frac{\frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}} T_a + T_{s_1}}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \qquad (5)$$

Diferența între q_{x+dx} și q_x reprezintă căldura transferată prin convecție :

$$-\lambda_{s_1} A_1 \frac{d^2 T_{s_1}}{dx^2} C_1 \alpha (T_{i_1} - T_a) \qquad (6)$$

Din relația (5) rezultă :

$$T_{i_1} - T_a = \frac{1}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} (T_{s_1} - T_a) \qquad (7)$$

Introducînd expresia (7) în ecuația (6) rezultă :

$$\frac{d^2 T_{s_1}}{dx^2} = \frac{C_1 \alpha}{\lambda_{s_1} A_1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \cdot (T_{s_1} - T_a) \qquad (8)$$

S-a obținut o ecuație diferențială liniară, cu coeficienți constanți, de ordinul doi. Pentru rezolvare se impun două condiții la limită. Prima condiție este, evident, $T_{s_1} = T_j$ pentru X = 0. Pentru cea de a doua condiție se acceptă $dT_{s_1}/dx = 0$ la $x = l$, condiție comună pentru probleme de acest fel, justificată pentru cazurile cînd $l \gg ds$. Cu aceste două condiții la limită, soluția este :

$$T_{s_1} = T_a - (T_a - T_j)\left[\left(1 - \frac{l^{m_1 l}}{2chm_1 l}\right) l^{m_1 x} + \frac{l^{m_1 l}}{2chm_1 l}\, l^{-m_1 x}\right] \qquad (9)$$

unde :

$$m_1 = \sqrt{\frac{C_1 \alpha}{\lambda_{s_1} A_1} \cdot \frac{1}{\frac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}}} \qquad (10)$$

Fluxul termic prin conductorul 1 este :

$$Q_{c_1} = \int_0^l \alpha C_1 (T_{i_1} - T_a)\, dx = \alpha C_1 \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \int_0^l (T_{s_1} - T_a)\, dx \qquad (11)$$

și înlocuind $(T_{s_1} - Ta)$ cu ajutorul relației (9),

$$Q_{c_1} = \alpha C_1 \frac{T_j - T_a}{1 + \frac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \cdot \frac{1}{m_1} + thm_1 l$$

sau :

$$Q_{c_1} = \sqrt{\frac{\alpha\lambda_{s_1} A_1 C_1}{1 + \frac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}}} (T_j - T_a) + thm_1 l$$

și în final :

$$Q_{c_1} = \lambda_{s_1} A_1 m_1 (T_j - T_a) + thm_1 l \qquad (12)$$

Fluxul termic prin ambii conductori ai termocuplului este :

$$Q_c = (T_j - T_a)(\lambda_{s_1} A_1 m_1 + thm_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 + thm_2 l) \qquad (13)$$

Diferența de temperatură $T_c - T_j$ rezultă în continuare din condiția de continuitate a fluxului termic prin joncțiunea termocuplului. Fluxul termic prin aria în care se înscrie joncțiunea termocuplului, reprezentînd o sondă de extracție a căldurii, este [1] :

$$Q_j = \pi r_0^2 \alpha (T_a - T_c) + r_0 \lambda (T_j - T_c) Q_j^* \qquad (14)$$

unde r_0 este raza joncțiunii : $r_0 = \frac{1}{4}(d_{s_1} + d_{s_2})$, iar Q_j^* este fluxul termic admensional determinat de perturbația introdusă prin aplicarea termocuplului. Valoarea acestui flux este determinată [1] în funcție de raportul $\alpha r_0/\lambda$.

În relația (14), primul termen din membrul doi ilustrează influența cîmpului de temperatură în absența sondei termice locale iar al doilea termen — influența perturbării cîmpului de temperatură.

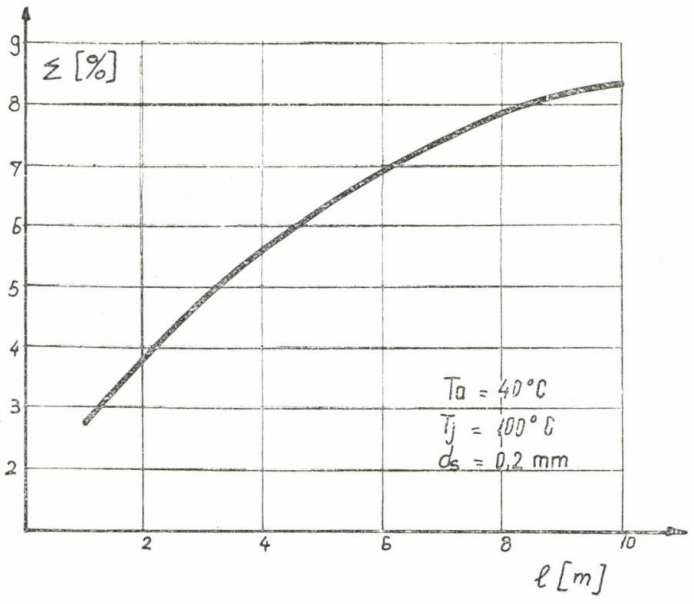


Fig. 2

Egalînd relațiile (13) și (14) se obține :

$$r_0\lambda(T_c - T_j)Q_j^* + \pi r_0^2\alpha(T_c - T_a) = (T_j - T_a)\cdot \tag{15}$$

$$\cdot(\lambda_{s_1} A_1 m_1 t h m_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 t h m_2 l)$$

de unde :

$$T_j - T_c = (T_c - T_a)\cdot \tag{16}$$

$$\cdot \frac{\pi r_0^2\alpha - \lambda_{s_1} A_1 m_1 t h m_1 l - \lambda_{s_2} A_2 m_2 t h m_2 l}{r_0\lambda Q_j^* + \lambda_{s_1} A_1 m_1 t h m_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 t h m_2 l}$$

Eroarea relativă la măsurarea temperaturii are expresia finală :

$$\frac{T_c - T_j}{T_c - T_a} = \frac{\xi - \pi r_0^2\alpha}{\xi + \lambda r_0 Q_j^*}, \tag{17}$$

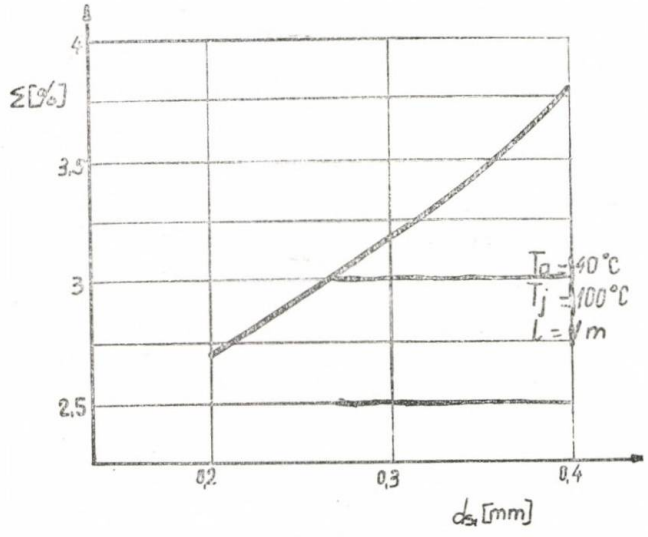


Fig. 3

unde :

$$\xi = \lambda_{s_1} A_1 m_1 t h m_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 t h m_2 l \tag{18}$$

Rezultatele determinărilor, concluzii

Metoda de calcul descrisă a fost aplicată asupra unui termocuplu Ni — Cr Ni, avînd izolația conductorilor prin teacă de teflon.

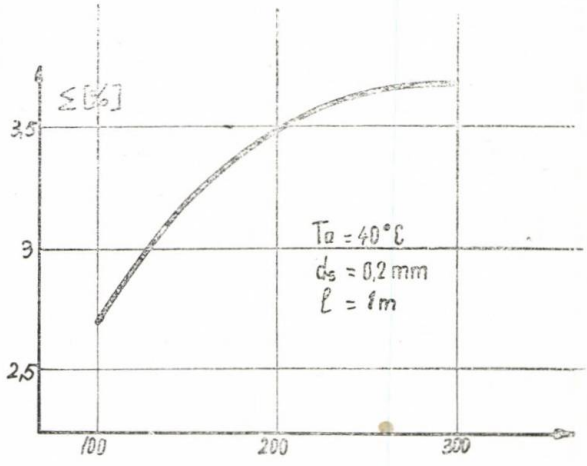


Fig. 5

Au fost calculate erorile de măsurare, în funcție de caracteristicile geometrice ale termocuplului (lungimea și diametrul conductorilor), în raport cu regimul de temperatură al motorului, pentru diferite temperaturi ale mediului ambiant, precum și în funcție de eficacitatea sistemului de răcire al nervurării cilindrilor (respectiv valoarea coeficientului de transfer de căldură prin convecție de la suprafața nervurată către aerul de răcire).

Variațiile mărimii erorilor, în funcție de parametrii specificați, sînt reprezentate în diagramele din figurile 2—6.

Diagramele permit stabilirea gradului de precizie al măsurărilor de temperatură în raport de condițiile considerate. Domeniul erorilor de măsurare, în cazul montării corecte a termocuplurilor, este cuprins în limitele 2 .... 6%, pentru lungimi ale conductorilor

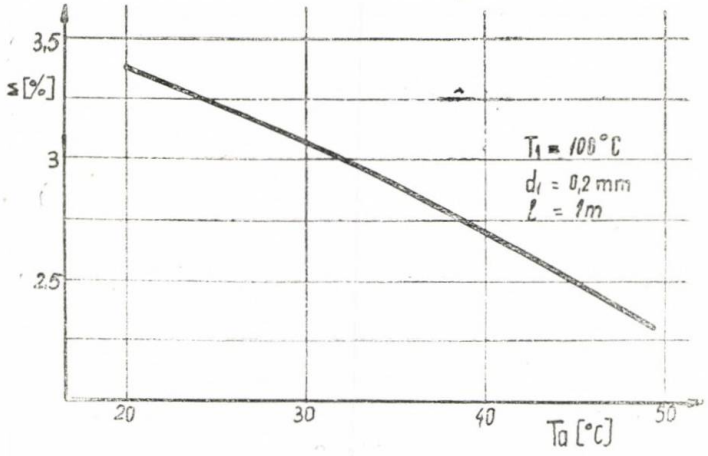


Fig. 4

pînă la 4,5 m, diametre ale firului la 0,4 m și respectiv pentru condiții uzuale de tempera-

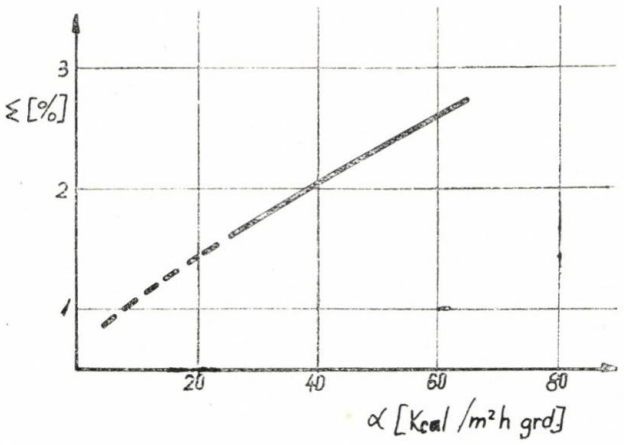


Fig. 6

tură ale cilindrului și mediului ambiant. Influența izolației conductorilor termocuplului asupra preciziei de măsurare este neglijabilă. Calculele efectuate, pentru mai multe dimensiuni ale diametrului exterior al izolației (și penrtu acelaș diametru al firului) au pus în evidență diferențe maxime de 0,2°C.

Se remarcă creșterea substanțială a preciziei în situațiile măsurării temperaturii prin termocupluri avînd conductorii subțiri și lungimea mică (fig. 2 și 3) și în condițiile creșterii temperaturii mediului ambiant (fig. 4). Diagramele trasate permit evidențierea unor recomandări privind alegerea dimensiunilor termocuplurilor și a temperaturilor ambiante, în cazul măsurătorilor necesitînd o precizie ridicată.

Se remarcă, de asemenea, creșterea sensibilă a preciziei măsurătorilor odată cu scăderea coeficientului de transfer de căldură, în cazul convecției libere eroarea de măsurare fiind cuprinsă în limitele 0,5 ... 1,5%.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hennecke, D. K., Sparrow, D. M.:* International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 13, 1970.

CZ : 621.431

Unele aspecte privind determinarea gradului de fum la motorul cu aprindere prin comprimare

Conf. dr. ing. Nicolae **BĂȚAGA**, asist. ing. Aurica **CĂZILĂ** stud. Nicolae **VANCEA** — Institutul politehnic Cluj-Napoca

Introducere

Fumul și funinginea, formate din produși de cracare (carboizi) și carbon, apar în cantități mari la regimuri de moment sau de putere maximă, cît și la alte regimuri, atunci cînd motoarele sînt întreținute necorespunzător, iar calitatea combustibilului lasă de dorit.

Cercetările experimentale au dovedit că fumul își schimbă culoarea în funcție de mărimea picăturilor condensate din gazele de evacuare [2]. Picăturile cu diametrul mai mare decît lungimea de undă a luminii albastre (circa 0,8 μm) apar albe, iar picăturile mai mici apar colorate în albastru. Odată cu creșterea temperaturii, picăturile devin mai fine. Aceasta este explicația că la pornire fumul este albicios, iar pe măsura încălzirii motorului trece prin albastru spre negru.

Fumul negru este caracteristic regimurilor de funcționare ale motorului încălzit, în special la sarcini mari și suprasarcini. Apare, de asemenea, la accelerare puternică în gol, accelerare puternică în sarcină, mai accentuat la motoarele supraalimentate cu turbosuflante.

Gradul de fum se poate determina prin mai multe metode, dintre care cea mai obiectivă apare măsurarea densității fumului, în condițiile formării lui, utilizînd principiul absorbției luminii [1, 2].

Elemente de bază privind construcția unui aparat pe principiul absorbției luminii

În cazul unui aparat construit pe principiul absorbției luminii, gradul de fum se exprimă printr-o scară convențională, liniară, între două valori limită, numindu-se grad (indice) de fum I_f. Valoarea 0% corespunde absorbției luminii în aer curat, iar 100% absorbției totale a luminii, în cazul unui fum foarte dens.

Unităţile relative se corelează cu valoarea coeficientului de absorbţie K_f, astfel :

$$K_f = \frac{1}{L}\left(1 - \frac{I_f}{100}\right) \quad [m^{-1}], \qquad (1)$$

în care L este lungimea coloanei de fum străbătută de fluxul luminos.

La un anumit aparat gradul de fum, exprimat în procente, se obţine cu relaţia :

$$I_f = \frac{I_0 - I}{I} 100 \quad [\%], \qquad (2)$$

în care I_0 este indicaţia miliampermetrului conectat în circuitul celulei fotoelectrice în absenţa fumului, iar I în prezenţa fumului, între sursa de lumină şi celula fotoelectrică.

Deoarece valorile obţinute cu relaţia (2) diferă de lungimea coloanei de fum (firului dintre sursa luminoasă şi celula fotoelectrică) variază liniar cu iluminarea, gradul de fum se determină astfel :

$$I_f = \frac{100}{L} \lg\left(\frac{I_0}{I}\right) \qquad (3)$$

Celulele fotoelectrice pe bază de seleniu se comportă mai favorabil, comparativ cu celulele pe bază de germaniu sau decît fotorezistenţele (fig. 1), avînd o dependenţă liniară între curentul fotoelectric şi iluminare, într-un domeniu mai larg.

Pentru construcţia unui aparat bazat pe principiul absorbţiei luminii trebuie deci, avut în vedere următoarele elemente de bază :

— alegerea unei celule fotoelectrice care să asigure o dependenţă liniară între curentul fotoelectric şi iluminare, pentru întreg domeniul de măsurare ;

— etalonarea aparatului care indică curentul fotoelectric, în unităţi ale gradului de fum, astfel încît să nu depindă de lungimea coloanei de fum dintre sursa de iluminare şi celula fotoelectrică ;

— coloana de fum să aibă o temperatură superioară punctului de rouă, pentru a evita condensarea vaporilor ;

— alimentarea aparatului să se facă de la sursa de curent a autovehiculului.

Aparatul trebuie, de asemenea, să fie compact, uşor manevrabil, să asigure măsurarea gradului de fum cu o precizie ridicată într-un timp minim.

Descrierea unui aparat pe principiul absorbţiei luminii

Schema principială a aparatului este redată în figura 2. Fumul este introdus în aparat prin intermediul unei sonde racordate la dispozitivul 1 pentru reglarea presiunii, iar evacuarea fumului din tubul de măsurare 2 este efectuată de către ventilatorul 3. Celula fotoelectrică 4 este iluminată de către becul 5, alimentat de la bateria 6. Iluminarea poate fi reglată prin potenţiometrul 7. Curentul foto-

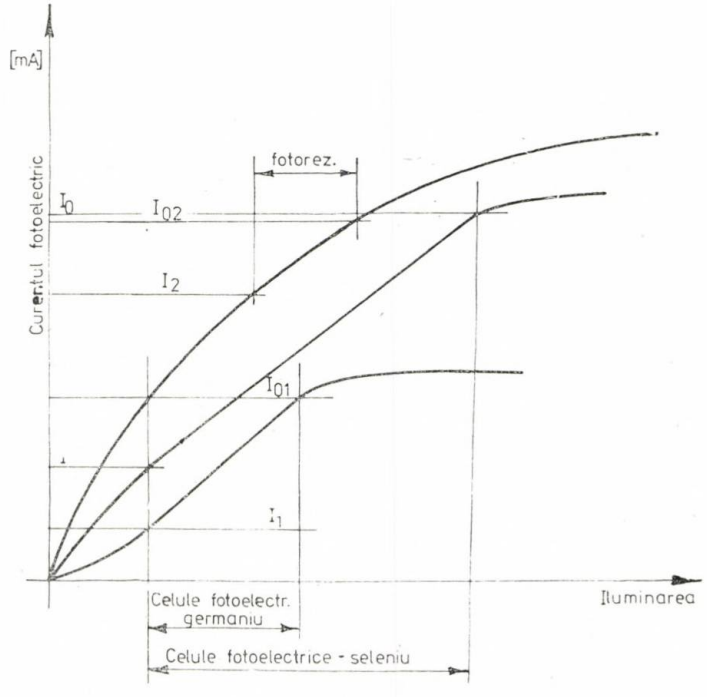


Fig. 1

electric este amplificat în blocul de amplificare 8, iar la miliampermetrul 9 se determină gradul de fum. Temperatura coloanei de fum se măsoară cu troductorul 10, blocul de amplificare 11 și aparatul indicator 12. Tubul de aer 13 servește pentru reglarea la zero a aparatului.

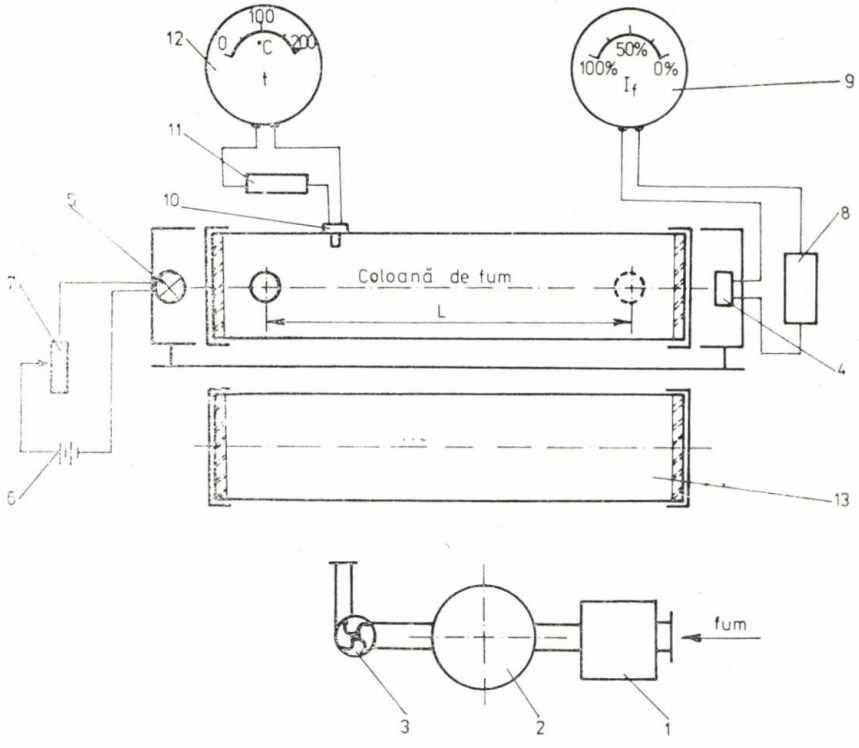


Fig. 2

de fum. Bateria 8 și potențiometrul 9 servesc pentru crearea unui curent egal și de sens contrar curentului de repaus al tranzistorului, necesar aducerii la zero a miliampermetrului, înaintea efectuării măsurării.

Măsurarea temperaturii în tubul cu fum 2, se efectuează prin intermediul unui termistor

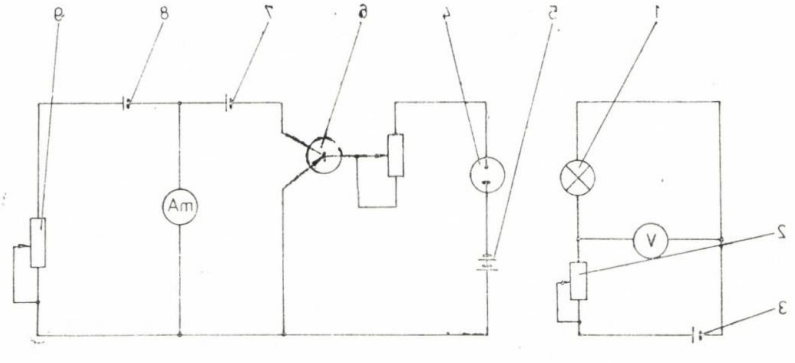


Fig. 3

Schema instalației electrice a aparatului (fig. 3) se compune din becul 1 de 30 W, potențiometrul 2, bateria de acumulatoare 3, de 12 V, celula fotoelectrică 4, alimentată de la bateria 5. Curentul furnizat de celula fotoelectrică este amplificat de tranzistorul 6 alimentat de la bateria 7, iar la miliampermetru se citește curentul produs, respectiv gradul 1 (fig. 4). Rezistențele 2 și 6 și bateria 5 permit reglarea amplificării prin tranzistorul 3, astfel ca la ampermetrul 4 să se urmărească temperatura gazelor din tubul de măsurare.

Debitul de gaze (fum) care intră în tubul de măsurare se reglează prin intermediul dispozitivului de reglare a presiunii gazelor prezentat în figura 5. Gazele intră în dispozitiv

prin racordul 1. Supapa 3 asigură menținerea constantă a presiunii gazelor (fumului), la intrare în tubul de măsurare prin racordul 2. Condensul se elimină din dispozitiv prin orificiul 4.

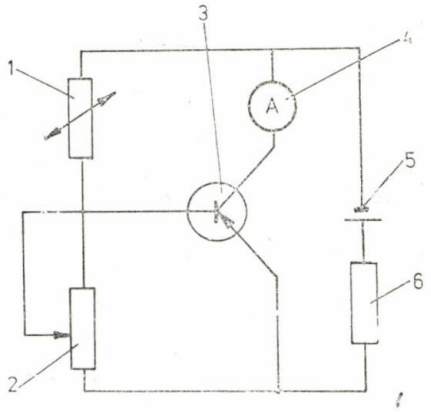


Fig. 4

Metodica determinării gradului de fum

Aparatul prezentat permite determinarea gradului de fum prin metoda directă. Prelevarea gazelor fumului) se face cu o sondă tubulară cu vîrf conic, cu vîrful îndreptat în direcția curentului de gaze. Prelevarea probei de gaze se poate face atît la regimuri staționare, cît și la regimuri tranzitorii (accelerări). Este indicat ca determinarea gradului de fum să aibă loc numai cu motorul cald, pentru a reduce la minimum formarea condensului. În acest sens se va urmări ca temperatura gazelor în tubul de măsurare să fie peste temperatura punctului de rouă. După

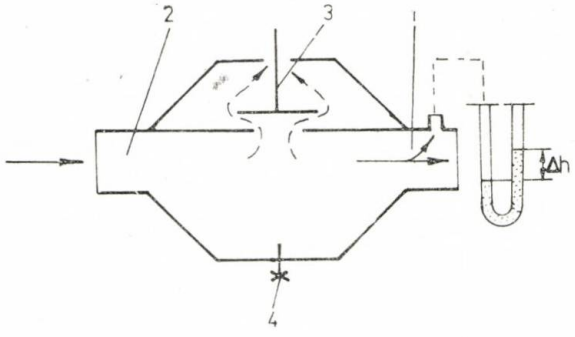


Fig. 5

ce în prealabil indicația miliampermetrului, etalon în unități ale gradului de fum, este adusă la 0% (pentru absorbția luminii în aer curat), se trece la efectuarea determinării propriu-zise a gradului de fum. In acest sens, sursa de lumină și celula fotoelectrică sînt aduse în fața tubului de măsurare iar în prezența fumului se citește gradul de fum corespunzător. Limita de fum admisă se stabilește în corelație cu caracteristica de reglare a consumului de combustibil (fig. 6).

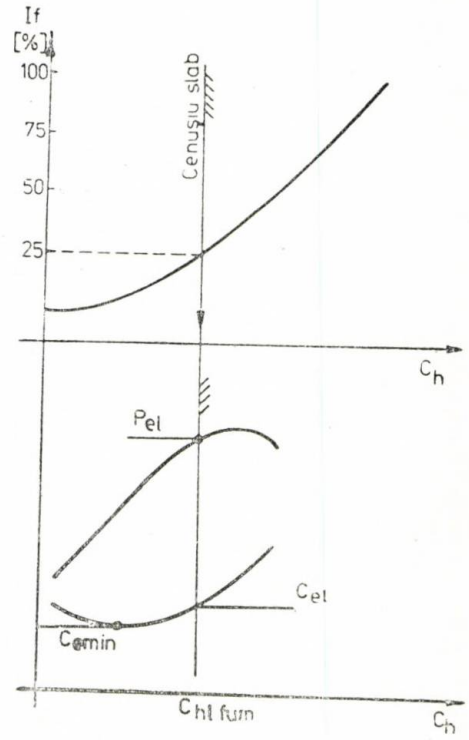


Fig. 6

Concluzii

Controlul riguros, la intervale bine precizate, a gradului de fum contribuie la reducerea poluării și obținerea unor economii importante de combustibil.

Controlul se impune, în special, la autovehiculele rutiere, cît și la tractoare.

Aparatul prezentat este realizat cu piese de fabricație indigenă și asigură o precizie ridicată a determinării gradului de fum.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Matzer, H.:* Vergleich verschiedener Messverfahren zur Beurteilung der Abgas trübung von Dieselmotoren. In: MTZ, nr. 7, 1971, p. 234—239.

[2] *Vasilescu, C. A.:* Combaterea produșilor poluanți emiși de motoarele autovehiculelor. București, Editura Academiei Republicii Socaliste România, 1975.

[3] *Bataga, N., Iancu, A., Farcaș, S.:* Posibilități de reducere a poluării la motoarele autovehiculelor. Cluj-Napoca, Simpozion II, Autovehiculul și siguranța circulației, 1974, p. 215-233.

CZ : 621.431

Unele contribuții privind adaptarea metodei M.B.T.H. de determinare a emisiilor de aldehide la motoarele cu ardere internă, în regimuri tranzistorii

Șef lucrări ing. Tiberiu **CARPIUC** — Institutul Cluj-Napoca

Introducere

Componentele nocive ale produselor eșapate din motoarele cu ardere internă au efecte dăunătoare specifice însă insuficient elucidate. Ca măsură sintetică a efectului exercitat asupra lumii vii înconjurătoare de către substanțele poluante este utilizată toxicitatea relativă ,exprimată în raport cu monoxidul de carbon. De menționat că și în exprimarea toxicității relative există încă neconcordanțe sensibile [1]. Substanțele poluante cu toxicitatea relativă cea mai mare, deci cărora li se atribuie un grad de periculozitate maxim, sînt aldehidele. Acest fapt explică eforturile susținute din ultimul timp, depuse pentru diminuarea emisiilor de aldehide, în special în regimurile tranzitorii de funcționare a motoarelor cu ardere internă. Literatura de specialitate [2], [3], [4], [5], [6], [7] descrie două metode de determinare a conținutului de aldehide în gaze. Ambele sînt metode chimice și permit în consecință numai analiza intermitente.

Prima metodă, cunoscută sub denumirea de 3-metil-2-benzotia-zolon-hidrazon (pe scurt M.B.T.H.), are la bază reacția chimică a aldehidelor absorbite într-o soluție apoasă de M.B.T.H., în prezența triclorurei de fier cu hidrazonul, reacției însoțită de modificarea culorii soluției. Intensitatea reacției colorimetrice, proporțională cu conținutul de aldehide, se detrmină pe cale fotometrică.

A douametodă, cea a 4-amino-3-hidrazono-5-mercapto-1, 2, 3, 4-triazololului (prescurtat A.H.M.T.), se bazează pe reacția, însoțită de colorare în purpuriu, a aldehidelor, cu soluții bazice de A.H.M.T. Concentrația se determină tot prin procedee fotometrice. Comparativ, cele două metode a uurmătoarele avantaje : prima este precisă, iar a doua este mult mai operativă.

Mărirea operativității metodei M.B.T.H.

Opțiunea pentru utilizarea metodei M.B.T.H. în investigare a regimurilor tranzitorii a fost determinată de următoarele două aspecte : precizia mai mare (o bună reproductibilitate a rezultatelor) și fapul că substanța M.B.T.H. se găsește ca produs de serie al firmei Merck (R.F.G.), pe cînd reagentul A.H.M.T. trebuie preparat în laborator, ceea ce constituie, indiscutabil, o sursă suplimentară de erori.

Pentru utilizarea metodei M.B.T.H. în cazul regimurilor tranzitorii, pe lîngă mărirea operativității, a apărut ca necesară precizarea exactă a momentului de prelevare a probei. Soluționarea acestei chestiuni s-a făcut prin corelarea începutului și sfîrșitului fiecărei captări cu deplasarea benzii unui înregistrator cu două piste. Momentele de început și de sfîrșit ale unei măsurări au fost marcate prin semnale electrice.

Conform [6], în mod obișnuit metoda M.B.T.H. permite efectuarea a 6—8 măsurări în 7 ore. Pentru investigarea regimului de pornire a motorului sînt însă necesare circa 14 măsurări, în scopul obținerii unor concluzii semificative. Acest deziderat s-a putut realiza prin următoarea ordonare a operațiunilor ce intervin în determinarea conținutului de aldehide (tabelul 1).

Succesiunea operațiilor și timpul necesar

Tabelul 1

Nr. crt.	Operația	Timp necesar [ore]
1	Prepararea soluțiilor apoase de M.B.T.H. respectiv Fe Cl_3	0,50
2	Omogenizarea soluțiilor	1,00
3	Umplerea eprubetelor de captare și a balonașelor de reacție	0,50
4	Captarea probelor de gaz	0,75
5	Amestecarea reagenților și diluarea cu acetonă	1,00
6	Determinarea factorului de extincție	1,50
7	Pregătirea dispozitivelor pentru un nou set de măsurători	1,00
	Total :	6,20

După cum se observă, sînt realizabile circa 15 măsurări în 6,5 ore. Referitor la captarea probelor de gaz, sînt necesare următoarele precizări: prin fiecare eprubetă de cap-

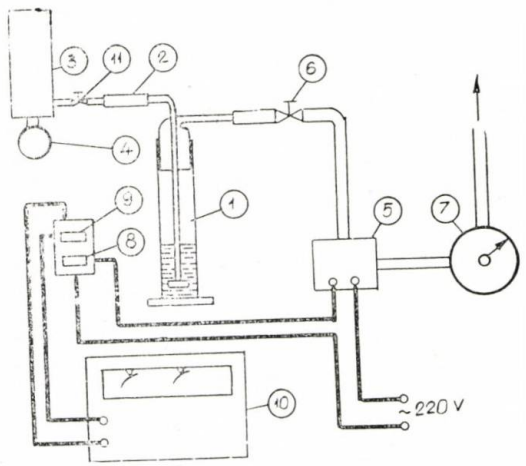


Fig. 1 Schema instalației de captare pentru determinarea conținutului de aldehide în gazele de evacuare.

tare, umplută cu 25 ml soluție apoasă de M.B.T.H., se trec cîte 2 l de gaze de evacuare. Instalația realizată în acest scop este schematizată în figura 1. Eprubeta de captare 1 se leagă, prin intermediul tubului de cauciuc 2 și a filtrului încălzit 3, de conducta gazelor de evacuare 4. Ieșirea eprubetei de captare se racordează, prin intermediul tubului de plastic cu robinet 6, de pompa cu membrană 5, care debitează pe contorul 7. Montarea contorului la extremitate elimină influența neomogenității pierderilor de presiune în eprubetele de captare. Pornirea și oprirea pompei se fac prin intermediul întrerupătorului 8, lîngă care este montat și întrerupătorul 9 cu poziția normală „deschis". Prin acționarea simultană a celor două întrerupătoare începutul și sfîrșitul unei măsurări este marcat pe un canal al înregistratorului 10, folosit pentru trasarea variației temperaturii amestecului în galeria de admisie și a variației temperaturii peretelui camerei de ardere. După prelevarea probei și introducerea unei noi eprubete de captare, precedenta se agită în scopul captării și a eventualelor produse condensate.

Referitor la determinarea foctorului de extincție, după [8], alegerea grosimii cuvetei trebuie făcută avînd în vedere că precizia maximă a măsurătorilor fotometrice se obține pe intervalul de valori 0,1 — 1,1 a factorului de extincție.

Rezultate experimentale și concluzii

Emisia de aldehide (exprimată în aldehidă formică) pentru cazul rețetei utilizate, la un motor diesel, se determină cu relația:

$$E_{AD} = 29{,}75 \cdot 10^{-3} \frac{E_x}{\delta} \cdot L_m \cdot \frac{\lambda - 0{,}0701}{\lambda} \quad [g/h], \tag{1}$$

în care:

E_x — factorul de extincție;
δ — grosimea cuvetei, [cm];
L_m — debitul măsurat de aer la aspirație, [kg/h];
λ — coeficientul excesului de aer.

În figura 2 sînt prezentate exemplificativ, rezultatele unor măsurări*) efectuate de autor, conform metodei expuse, pentru regimul de pornire la rece a unui motor diesel cu cameră de turbionare.

Curbele din figura 2 reliefează faptul că emisia de aldehide, după atingerea unui minim este sensibil influențată de umiditatea relativă (φ) a aerului la aspirație.

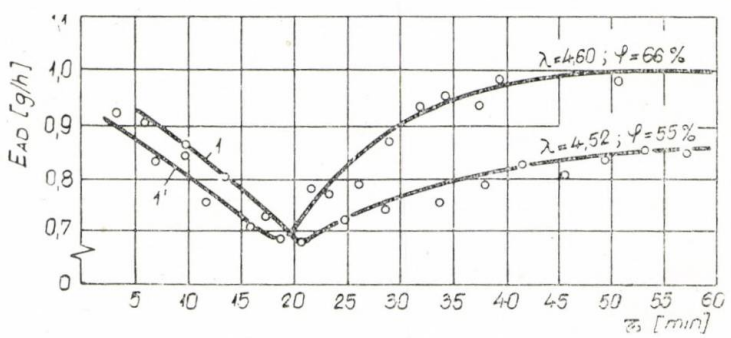


Fig. 2. Emisia de aldehide pentru mersul în gol, la turația $n = 1000$ rot/min.

În cadrul investigărilor făcute s-a constatat o bună reproductibilitate a rezultatelor, precum și o bună concordanță cu alte măsurători [9].

Metoda permite efectuarea în medie a 15 măsurători pentru perioada de pornire la rece a motorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Carpiuc, T.:* „Influența recirculării gazelor arse asupra emisiilor poluante în perioada de pornire a motoarelor Diesel" — lucrare comunicată la

*) Măsurările efectuate în laboratorele catedrei de mașini cu ardere internă, Director Dr. Ing. E. Mühlberg, T.H. Darmstadt, R.F.G.

a II-a Conferință națională privind construcția, fabricația și exploatarea autovehiculelor și tractoarelor, 26—27 noiembrie 1976, Brașov.
[2] *Sawicki, E. ș.a.:* „The 3-Methyl-2-benzotiazolone Hidrazone Test". Analitical Chemistry, Vol. 33, No. 1, Ianuar 1961.
[3] *Oberdorfer, P. E.:* „The Determination of Aldehydes in Automobile Exhaust Gas". Society of Automotive Engineers, Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich. Ianuary 9—13, 1967. 670123.
[4] * * * Bericht des Battelle-Instituts. November, 1968.
[5] *Dickinson, R. G. ș.a.:* „The 4-Amino-3-hydrazino-5-mercapto-1, 2, 3, 4-triazol Test .Analytical Chemistry, vol. 42, 1970.
[6] * * * Entwicklung einer neuen und schnelleren Analysenmethode zur Bestimmung des Gesamtaldehydgehaltes von Dieselmotorenabgas. G.F.N. Baricht, Ianuar, 1973.
[7] *Hühn, W.:* „Abgas im Dieselmotor". Automobilwirtschaft, August 1974.
[8] *Kortüm, G.:* Kolorimetrie, Photometrie und Spektrometrie", Springer Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1955, 3 Aufl.
[9] *Fortnagel, M.:* „Verminderung der Schadstoffemission an einem Virbelkammer-Dieelmotor durch Abgasturboaufladung und Abgasrückführung", Dissertation, 1973, Darmstadt.

CZ : 621.431

Cercetări privind stabilirea influenței produsă de disiparea energiei perturbatoare, în motorul naval de propulsie, asupra vibrațiilor de răsucire a liniei de arbori

Conf. dr. ing. Costică **ALEXANDRU** — Universitatea din Galați

Introducere

Stabilirea solicitărilor suplimentare cauzate de vibrațiile de răsurire a liniei de arbori, a unei instalații navale de propulsie, necesită determinarea amplitudinilor vibrațiilor forțate, amplitudinilor care depind de amortizarea sistemului. În continuare se prezintă o metodă de cercetare, a disipării energiei perturbatoare la un motor policilindric.

Elementele care participă la disiparea energiei de excitație într-un sistem real.

Amplitudinea reală la rezonanță, a masei de referință a sistemului, pentru vibrația forțată de gradul g și ordinul ν conform [1], [2], [3], [4], [5] [6], [7], [8] pe baza egalității dintre energia de excitație introdusă în sistem și energie disipată prin amortizare, este dată de expresia :

(1)

$$\Phi_{1\,g\nu} = \frac{C_\nu \sum_1^i \vec{\varphi}_{g,\nu}}{\Omega_g \left[C_m \cdot \sum_1^L \varphi_g^2 + C_a' \varphi_{a\cdot g}^2 + C_p' \varphi_{p,g}^2 \right]},$$

în care :

$\Phi_{1,g\nu}$ [radiani] — amplitudinea reală la rezonanță, a masei de referință (masa la care s-a admis amplitudinea relativă egală cu unitatea);

$C_\nu \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$ — coeficientul armonic total, rezultat din acțiunea presiunii gazelor și a forțelor de inerție;

$\sum_1^i \vec{\varphi}_{g,\nu}$ — suma vectorială a amplitudinilor relative ale tuturor maselor prin care se introduc momente de excitație în sistem;

$\Omega[s^{-1}]$ — pulsație proprie de gradul g;

$\sum_1^i \varphi_g^2$ — suma scalară a amplitudinilor relative la pătrat ale tuturor maselor care introduc energie de excitație în sistem;

φ_a — amplitudinea relativă de răsucire a secțiunii arborelui unde este montat amortizorul de vibrații;

φ_p — reprezintă amplitudinea relativă de răsucire a propulsorului.

$C_m', C_a', C_p' \left[\frac{\text{kg fs}}{\text{cm}^2 \text{ rad}} \right]$ — coeficientul de amortizare al motorului, al amortizorului și respectiv al propulsorului.

Din expresia (1) se vede că amplitudinea vibrației forțate de răsucire va depinde, pe de o parte, de produsul $C_\nu \sum_1^i \vec{\varphi}_{g,\nu}$, adică de mărimea energiei perturbatoare introdusă în sistem la fiecare ciclu a vibrației, iar pe de altă parte de mărimea energiei disipate, adică de amortizare a sistemului, amortizare reprezentată prin coeficienții C_m', C_a' și C_p'.

Fiecare coeficient evidenţiază, prin mărimea sa, contribuţia elementului component la disiparea energiei perturbatoare, respectiv la amortizarea vibraţiilor de răsucire a liniei de arbori.

Modul de cercetare al disipării energiei

Pentru a cerceta efectul produs de amortizarea motorului asupra disipării de energie a întregului sistem, acesta a fost cuplat, prin intermediul unui arbore de rigiditate cunoscută, cu un volant constituit din mai multe plăci rotunde, pentru a i se putea modifica momentul de inerţie. S-a realizat astfel un sistem conform schemei prezentată în figura

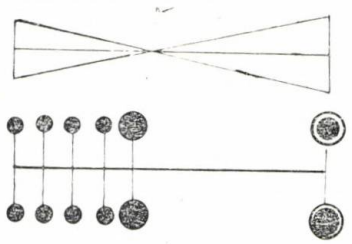


Fig. 1 Schema cu 6 mese

1. În literatura de specialitate [1], [3], [5], [6], [7] se dau limite pentru mărimea coeficientului de amortizare C'_m cît şi diferite formule empirice stabilite pe baza rezultatelor experimentale. Aceste limite şi formule empirice aplicate la diferite tipuri de motoare conduc la rezultate care diferă de la simplu la dublu faţă de realitate. Rezultatele mai exacte nu pot fi obţinute decît cercetînd experimental fiecare tip de motor [6],

Ca metadă de investigaţie s-a folosit bilanţul energiei la rezonanţă. Astfel dacă în expresia (1) se consideră $C'_p = 0$ şi $C'_a = 0$ se obţine :

$$C'_m = \frac{C_v \sum_1^i \vec{\varphi}}{\Phi\Omega \sum_1^i \varphi^2}, \qquad (2)$$

care permite determinarea coeficientului de amortizare al motorului C'_m.

Pulsaţia proprie a sistemului Ω_I, a fost modificată în scopul cuprinderii domeniului de funcţionare al motorului, după viteza de rotaţie a arborelui cotit, prin modificarea momentului de inerţie J_6. S-au realizat opt variante pentru momentul de inerţie J_6 şi s-au obţinut tot atîtea rezonanţe de gradul întîi şi ordinul doi.

Pulsaţiile proprii şi amplitudinile relative ale sistemului cu şase mase au fost determinate la calculatorul IBM 360. Rezultatele acestor calcule sînt prezentate în tabelul 1.

Turaţiile critice corespunzătoare celor opt rezonanţe de gradul întîi şi ordinul doi, precum şi amplitudinile vibraţiilor forţate, înregistrate în cele opt variante sînt prezentate în tabelul 2.

Instalaţia experimentală, realizată pentru cercetarea amortizării produsă de motorul termic asupra vibraţiilor de răsucire

Instalaţia experimentală pentru cercetarea disipării energiei perturbatoare în motorul termic este compusă dintr-un motor D-103, în patru timpi, cu patru cilindri, care dezvoltă cca 47,8 Kw, la 1800 rot/min, cuplat cu volantul J_6 a cărui moment de inerţie poate fi modificat în limitele arătate în tabelul 1. Vibraţiile forţate au fost înregistrate cu două aparate mecanice, Dr. Geiger, instalate cîte unul la fiecare capăt al arborelui sistemului aparate care sînt antrenate prin curele inextensibile (fig. 2).

Tabelul 1

Nr. crt.	J_6 [Ncms²]	Ω_I [s^{-1}]	n_p [osc/min]	$n_{c1,2}$ [rot/min]	$\sum_1^i \vec{\varphi}$	$\sum_1^i \varphi^2$	Obs.
0	1	2	3	4	5	6	7
1	331,49	203,53	1941,80	970,9	3,991761	3,983552	
2	271,97	210,92	2014,28	1007,1	3,991135	3,982305	
3	251,54	217,62	2096,28	1023,1	3,990852	3,981741	
4	233,69	214,27	2078,27	1034,1	3,990563	3,981166	
5	165,50	236,13	2255,04	1127,5	3,988890	3,977836	
6	147,66	248,32	2371,46	1185,7	3,987715	3,975498	
7	127,24	253,80	2423,79	1211,8	3,987168	3,974410	
8	97,80	275,10	2627,20	1313,6	3,984923	3,969949	

Tabelul 2

Nr. crt.	J_6 [Ncms²]	Trecerea prin rezonanță	r_c $\left[\frac{\text{rot}}{\text{min}}\right]$	$2A_1$ [mm]	$\frac{2A1}{D} \cdot 1$ [rad]	$\frac{2A_1}{\lambda D} \cdot i = \Phi_1$ [rad]	Obs.
0	1	2	3	4	5	6	7
1	331,49	↑ ↓	970,70	11,00	0,1486	0,0595	
2	271,97	↑ ↓	1007,10	10,50	0,1419	0,0472	
3	251,54	↑ ↓	1023,14	9,48	0,1281	0,0427	
4	233,69	↑ ↓	1034,12	9,00	0,1216	0,0405	
5	165,50	↑ ↓	1127,50	8,10	0,1089	0,0363	
6	147,66	↑ ↓	1185,70	7,15	0,0966	0,0322	
7	127,24	↑ ↓	1211,80	6,00	0,0812	0,02706	
8	97,80	↑ ↓	1313,60	5,50	0,0744	0,0248	

A_1 = amplitudinea vibrației forțate.
D = diametrul șaibei aparatului Geiger.
d = diametrul șaibei arborelui motor.
i = raport de transmisie.
λ = raport de înregistrare a vibrațiilor.

În figura 3 sînt prezentate două înregistrări ale vibrațiilor forțate, la trecerea prin una din cele opt rezonanțe, făcute cu aparatul montat la capătul liber al arborelui cotit al motorului.

cel opt rezonanțe, s-au determinat amplitudinile maxime Φ_1 și pulsațiile proprii Ω_{Im}. Prin calculul vibrațiilor libere s-au obținut pulsațiile proprii Ω_{IC}, și amplitudinile re-

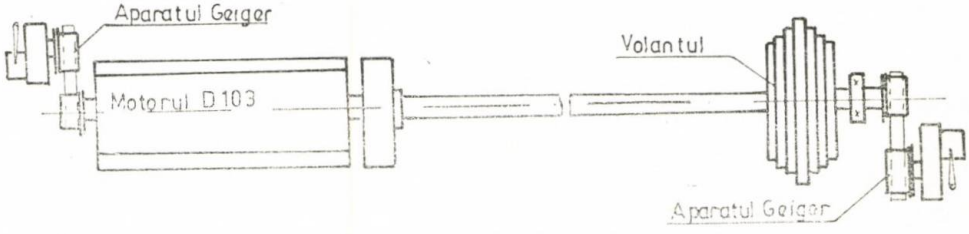


Fig. 2 Instalație pentru determinarea amortizării motorului

Amortizarea produsă de motorul D-103

Prelucrînd vibrogramele înregistrate la trecerea, de la turație mică la turație mare și de la turație mare la turație mică, prin

lative, deci și $\sum_{1}^{i} \vec{\varphi}$ inclusiv $\sum_{1}^{i} \varphi^2$. Au fost calculate mărimile corespunzătoare fiecărei rezonanțe, ale coeficientului C_v armonic de

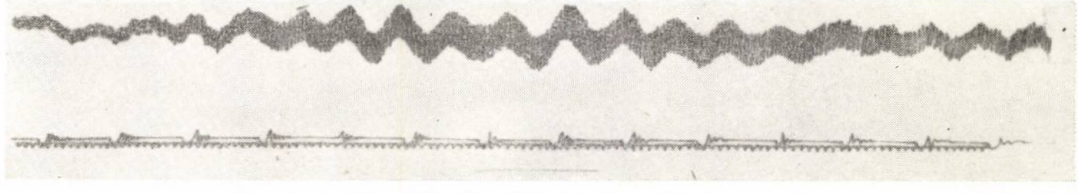


Fig. 3 a Vibrațiile de răsucire înregistrate cu viteza redusă a hîrtiei la trecerea prin rezonanță

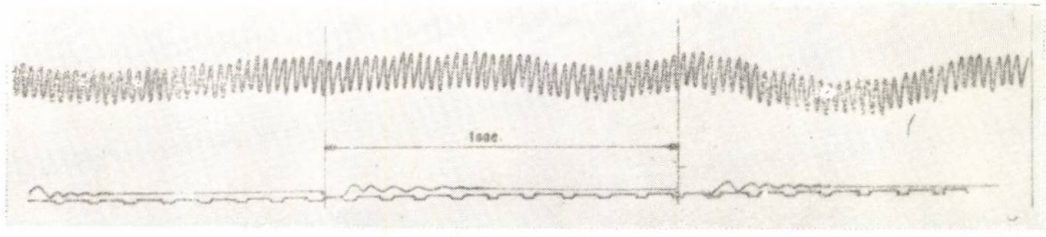


Fig. 3 b Vibrațiile de răsucire înregistrate cu viteza mare a hîrtiei la trecerea prin rezonanță

ordinul doi. Cu aceste mărimi, conform relației (2), s-au calculat mărimile coeficientului de amortizare C'_m.

Rezultatele acestui calcul sînt prezentate în tabelul 3. Comparînd datele prezentate în tabelul 3 se constată următoarele:

— pulsațiile proprii calculate Ω_{IC}, sînt practic egale cu pulsațiile proprii înregistrate $\Omega_{I.m}$;

Tabelul 3

Nr. crt.	J_6 [Ncms²]	Ω_{IC} [s^{-1}]	Ω_{Im} [s^{-1}]	n_c [rot/min]	$\frac{\sum \vec{\sigma}}{\sum r^2}$	Φ_{1m} [rad]	C_v [Kgf/cm²]	$C'_m \cdot 10^{-3}$ [Kgfs/cm² rad]
0	1	2	3	4	5	6	7	9
1	331,49	203,33	203,15	970,70	1,0021	0,0495	0,04787	4,771
2	271,97	210,92	210,90	1007,10	1,0022	0,0472	0,04735	4,768
3	251,54	214,27	214,20	1023,14	1,0023	0,0427	0,04345	4,762
4	233,69	217,62	217,50	1034,12	1,0025	0,0405	0,04182	4,761
5	165,50	236,13	236,15	1127,50	1,0027	0.0363	0,04058	4,760
6	147,66	248,32	248,25	1185,70	1,0031	0,0322	0,03789	4,755
7	127,24	253,80	253,90	1211,80	1,0032	0,0271	0,03255	4,745
8	97,80	275,10	275,00	1313,60	1,0037	0,0248	0,03206	4,718

— factorii care influențează amortizarea produsă de motor (coloana 5 și coloana 7) s-au modificat în limite restrînse, cu toate că amplitudinile Φ_1 s-au redus de la dublu la simplu;

— pentru domeniul vitezei de rotație relativ restrîns în care s-au efectuat probele coeficientului de amortizare al motorului, C'_m a rezultat ca fiind o mărime aproximativ constantă;

— mărimea coeficientului de amortizare, determinată prin metoda arătată este situată între limitele indicate pentru acest coeficient în literatura de specialitate [6], [7], [8], după care $C'_m = (3{,}5 \ldots 7{,}0)10^{-3}$ $\frac{\text{Kgfs}}{\text{cm}^2\text{rad}}$;

— comparativ cu coeficientul de amortizare al propulsorului $\left(C'_p = 5{,}46 \times 10^{-3} \ldots 1{,}41 \cdot 10^{-1} \frac{\text{Kgfs}}{\text{cm}^2\text{rad}}\right)$ coeficientul C'_m este mult mai mic. Raportul $\frac{C'_p}{C'_m}$ pentru același motor cuplat cu o elice cu pas reglabil și pentru aceleași rezonanțe fiind situat între limitele:

$$\frac{C_p}{C'_m} = 1{,}24 \ldots 30$$

Metoda folosită pentru determinarea coeficientului de amortizare C'_m este simplă și suficient de precisă pentru scopul urmărit.

Instalația experimentală utilizată pentru cercetarea amortizării produsă de motorul cu ardere internă asupra vibrațiilor de răsucire a liniei de arbori, poate fi relativ simplu realizată în uzinele constructoare de motoare cu ardere internă, astfel ca aceste teste să fie executate la bancul de probe odată cu probele generale ale motorului.

Influența amortizării produsă de motorul termic este mult mai mică față de amortizarea produsă de consumatorul de putere cu care este cuplat motorul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, G., Fetcu, L., Redes. M.:* Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura Academiei R. S. România, București, 1975.

[2] *Delesalle, I.:* Calcul des vibrations de torsion des lignes d'arbres comportant une machine a couple périodique, Bulletin de l'association tehnique maritime et aéronautique, Paris, 1963, pag. 301.

[3] *Istomin, P. A.:* Krutilnie kolebaniea vi sudovîh D.V.S., Izdatelstvo „Sudostrienie" Leningrad, 1968.

[4] *Kozesnik, J.:* Maschinendynamik, VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1965.

[5] *Nestorides, E. J.:* A Handbook on torsional vibration, Cambridge University Press, 1958.

[6] *Ker Wilson, W.:* Practical Solution of torsional Vibration Problems, vol. II, III, Chapman & Hall, Ltd. London, 1965.

[7] *Sass, F.:* Dieselmaschinen, vol, II Springerverlag, Berlin, Götingen, Heidelberg, 1957.

[8] *Terskih, V. P.:* Rasceti Kolebanii sîlovîh ustanovok, Sudpromghiz, Leningrad, 1954.

CZ : 621.431

Efecte inerțiale în motoare liniare cu piston

Ing. Constantin **VLAD** — I.N.M.T. București,
Ing. Toma **SIMIONOVICI** — G.U.A.T.A., unitatea nr. 6 Bacău
Conf. dr. ing. Constantin **ACKER** — Institutul Politehnic Iași

Motorul liniar cu piston, care a făcut în ultima vreme obiectul unor preocupări susținute pe plan mondial și la noi în țară, se bucură de o apreciere unanimă datorită calităților sale cu totul remarcabile. Cinematica transformării mișcării, propre acestui motor, este cunoscută încă de la Leonardo da Vinci, dar utilizarea sa în vederea construcției unui motor a fost inițiată abia de circa patru decenii, de către S.S. Balandin, urmînd un curs mereu ascendent în afirmarea unui motor cu calități ieșite din comun. Figura 1 și figura 2 redau sintetic schema de principiu cunoscută a mecanismului motorului liniar cu piston.

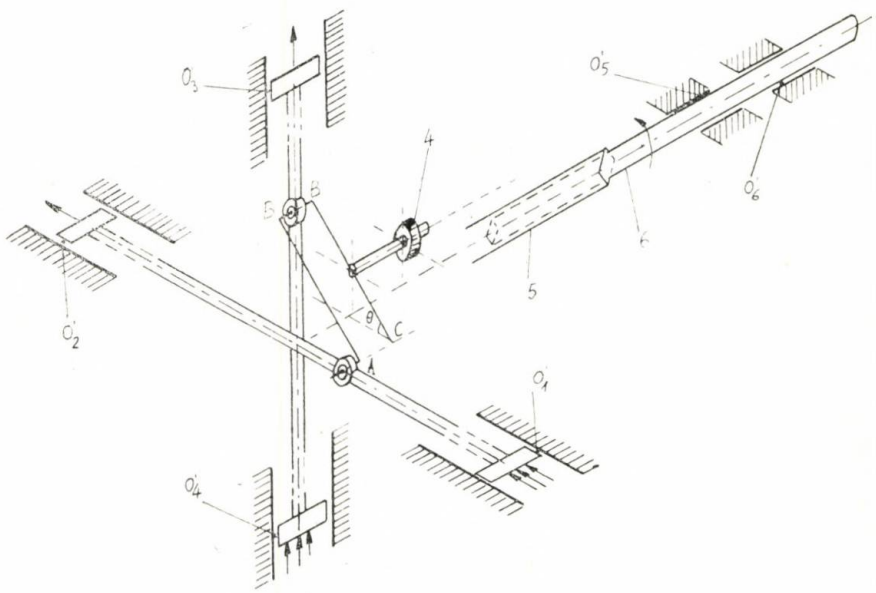


Fig. 1

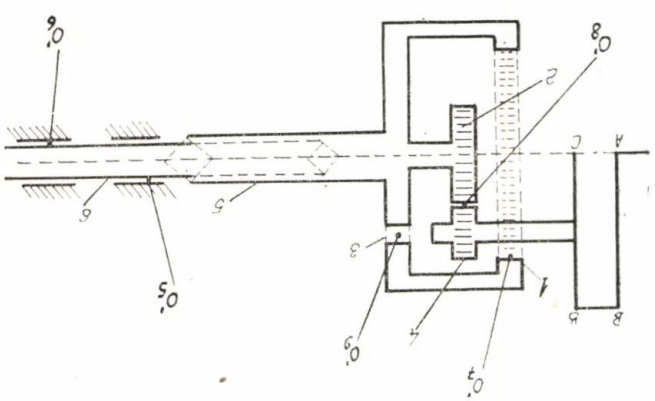


Fig. 2

Materialul de construcție obișnuit (și nu costisitor ca al altor motoare de tip nou) pe care-l reclamă, randamentul mecanic excepțional (94%) înregistrat în mod experimental, condițiile minime pe care le oferă utilizarea sa, uzura extrem descăzută pe care o prezintă, puterea specifică (3000 CP/m³) sînt cîteva dintre calitățile acestui motor ce polarizează în ultimii ani preocupările specialiștilor.

Ne-am propus studiul efectelor inerțiale proprii acestui motor, folosind pentru aceasta elemente din metoda cineto-statică, rezultatele studiului fiind prezentate mai jos.

Figura 3 redă reperele carteziene ortogonale pe care le-am folosit pentru exprimarea impulsului total $\overline{H}$ și a momentului cinetic K, ale căror derivate în raport cu timpul t oferă, prin mărimile $(-\dot{\overline{H}})$ și $(-\dot{\overline{K}})$, respectiv rezultanta $\overline{R}$ a forțelor de inerție și momentul rezultant $\overline{M}$ al acestor forțe.

Toate planele XOY și $X_i\ O_i\ Y_i (i=1,2,3,)$ — figura 3— conțin centrul de masă al barei AB, solidară cu bara BC pe mijlocul căreia — cu axul geometric perpendicular pe planul figurii 3 ca și arborele motor— este prins

solidar un pinion 4 (fig. 1, 2,). În cosiderațiile de mai jos, piesa rigidă unică ABBC se presupune completată prin simetrie față de centrul (mijlocul) barei AB, așa ca întreaga piesă rigidă (unică) astfel completată să prezinte distribuție simetrică a maselor : față de centrul (mijlocul) O_1 al barei AB și față de axa $O_1 Y_1$ a reperului $X_1 O_1 Y_1 Z_1$ (fig. 3). $X_3O_3Y_2Z_3$ este axă de distribuție simetrică a maselor pentru tija Ty (situată pe OY în fig. 3) considerată de asemenea împreună cu pistoanele de la capete.

I. Torsorul forțelor de inerție pe care le resimte batiul, s-a calculat întîi în 0 (fig. 3), pentru ca apoi să se facă precizări privind ceea ce devine el în diferitele puncte de con-

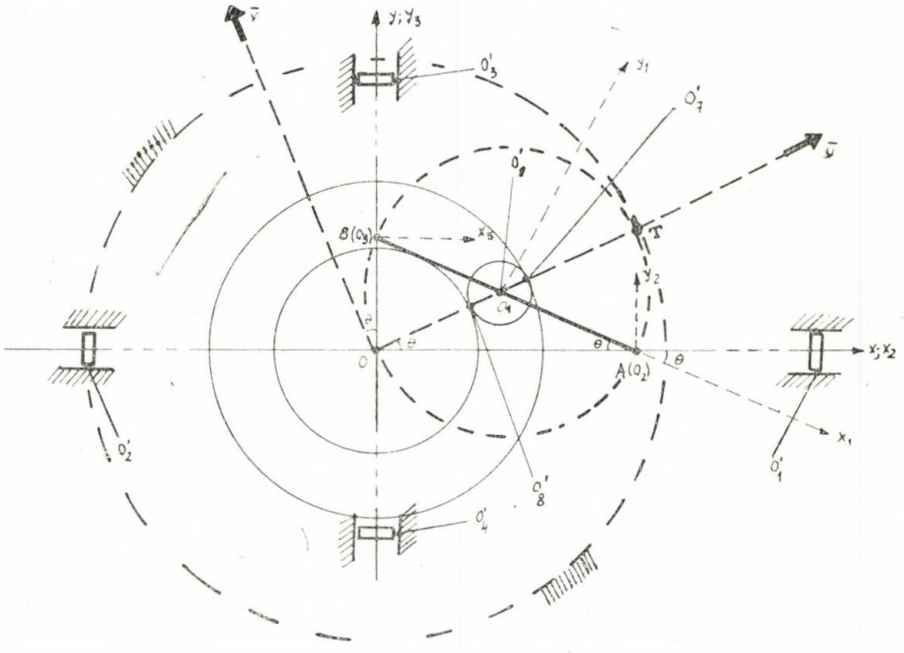


Fig. 3

Se înțelege că prin glisarea tijelor ce au pistoane la extremități (vezi fig. 1), mijlocul segmentului rectiliniu AB (mijlocul barei AB) se mișcă pe un cerc, ca și mijlocul segmentului rectiliniu BC solidar cu AB. Dacă prelungirea axului roții 4 (fig. 1, 2), concentrică și solidară cu BC, se cuplează cu manivela 3 (fig. 2) — prin glisarea porțiunii 5 (fig. 2) a arborelui motor în lungul acestuia —, se realizează mișcarea de rotație a arborelui motor sub acțiunea pistoanelor. Glisînd în mod corespunzător porțiunea 5 (fig. 2) a arborelui motor în lungul acestuia, se poate cupla roata 4 (fig. 1 ,2) cu coroana dințată interior 1 (fig. 2) sau cu roata dințată 2 (fig. 2), — ambele coaxiale și solidare cu porțiunea 5 a arborelui motor —, realizîndu-se respectiv un regim redus de viteză sau un regim amplificat de viteză, comparativ cu regimul de viteză realizat prin cuplarea manivelei 3 (fig. 2) (practic, pentru calitatea ambreiajului, asemenea cuplări se realizează în alt mod).

Să reținem și fapul că axa O_2Z_2 a reperului $X_2 O_2 Y_2 Z_2$ este axă de distribuție simetrică a maselor pentru tija Tx (situată pe Ox în fig. 3) considerată împreună cu pistoanele de la capete, iar axa O_3Z_3 a reperului tact ale batiului cu piesele ce se mișcă. În 0 avem următorul torsor al forțelor de inerție resimțite de batiu :

$$\bar{R} = L\left(M_{Tx} + \frac{M_{AB}}{2}\right)\cdot\left(\dot{\theta}^2\bar{u} - \ddot{\theta}\bar{v}\right), \qquad (1)$$

(2)

$$\bar{M}_0 = \dot{\theta}^2\left\{\left[M_{Tx}\cdot\frac{Ld}{2} + I_{z_1 n_1}(AB)\right]\bar{j}_1\right\} +$$

$$+\ddot{\theta}\left\{-\bar{i}_1\left[M_{Tx}\cdot\frac{Ld}{2} + I_{z_1 x_1}(AB)\right]\right. +$$

$$\left. + \bar{k}\left[\frac{-L^2}{4}M_{AB} + I_{z_1 z_1}(AB) - \frac{L \mp 2r}{L \pm 2r}\cdot I_{zz}(\mathrm{ax})\right]\right\},$$

unde L este lungimea barei AB, $M_{Tx}(=M_{Ty})$ este masa tijei de piston paralelă cu OX împreună cu a pistoanelor respective (egală cu masa celeilalte tije de piston paralelă cu OY împreună cu a pistoanelor respective), iar M_{AB} este masa barei AB împreună cu tot ce se află solidar legat de această bară ; 0 și $\bar{u}$, $\bar{v}$, $\bar{i}_1$, $\bar{j}_1$ etc. sînt respectiv unghiul și versorii axelor reperelor din figura 3 ; $\bar{k} = \bar{i}_1 \times \bar{j}_1$; d

este distanța minimă dintre axele de simetrie longitudinale ale tijelor de piston; $I_{z_1 z_1}$ (AB) este momentul de inerție față de Oz_1 al piesei AB (al barei AB împreună cu tot ce este solidar cu ea); I_{zz} (ax) este momentul de inerție față de Oz al arborelui motor împreună cu tot ce se rotește solidar cu el; $I_{z_1 x_1}$ (AB) este momentul centrifug în reperul x_1 o_1 y_1 z_1 al ansamblului material format din axele articulațiilor din A și B (în general acest moment centrifug este al porțiunilor piesei AB ce nu prezintă simetrie față de o_1 z_1, dar prezintă distribuție simetrică a maselor față de o_1), de fapt $I_{z_1 x_1}$ (AB) fiind egal cu $2I_{z_1 x_1}$ (A) — dublu momentului centrifug, în același reper, al axului articulației din A — (valoarea acestui moment centrifug se poate eventual neglija); în sfîrșit r este raza roții dințate 4 solidară cu piesa ABBC (fig. 1, 2).

Menționăm că în expresia momentului $\overline{M}_0$ ca și în expresiile tuturor momentelor rezultante ale forțelor de inerție care urmează, anume în termenii ce conțin factorii:

$$\frac{L \mp 2r}{L \pm 2r} \quad \text{sau} \quad \frac{2L}{L \pm 2r}, \tag{3}$$

semnele de sus se iau în cazul cuplării arborelui motor prin coroana dințată interior 1 (fig. 2), iar semnele de jos se iau în cazul cuplării arborelui motor prin pinionul 2 (fig. 2); în cazul cuplării arborelui motor prin manivela 3 (fig. 2), se va face $r=0$ în acești factori.

În punctele de contact ale batiului cu piesele în mișcare, $\overline{R}$ rămîne același, iar $\overline{M}$ va avea valoarea egală cu diferența dintre $\overline{M}$ și $\overline{r}_{0'_i} \times \overline{R}$, unde $\overline{r}_{0'_i}$ ($i=1,2 \ldots 6$) este vectorul de poziție (în reperul xOyz) al punctului de contact între batiu și piesa în mișcare, în care vrem să recalculăm torsorul forțelor de inerție ($r_{0'_i}$ este vectorul de poziție al noului pol de reducere, față de vechiu pol de reducere considerat drept origine a reperului).

Dăm mai jos expresiile pentru $\overline{r}_{0'_i}$ corespunzător diferitele puncte de contact ale batiului cu piesele în mișcare (vezi fig. 1, 2, 3):

$$\overline{r}_{0'_1} = \frac{d}{2}\overline{k} + \overline{i}\left(\frac{1}{2}L_{Tx} + L\cos\theta\right) + r_p'\overline{j}\cos\varphi_1 + \overline{k}\sin\varphi_1), \tag{4}$$

$$\overline{r}_{0'_2} = \frac{d}{2}\overline{k} - \overline{i}\left(\frac{1}{2}L_{Tx} - L\cos\theta\right) + \overline{r}_p(j\cos\varphi_2 + \overline{k}\sin\varphi_2), \tag{5}$$

$$\overline{r}_{0'_3} = \frac{-d}{2}\overline{k} + \overline{j}\left(\frac{1}{2}L_{Ty} + L\sin\theta\right) + r_p(\overline{i}\cos\varphi_3 + \overline{k}\sin\varphi_3), \tag{6}$$

$$\overline{r}_{0'_4} = \frac{-d}{2}\overline{k} - \overline{j}\left(\frac{1}{2}L_{Ty} - L\sin\theta\right) + r_p(\overline{i}\cos\varphi_4 + \overline{k}\sin\varphi_4), \tag{7}$$

$$\overline{r}_{0'_5} = -d_{1\,ax}\cdot\overline{k} + r_a(\overline{i}\cos\Psi_1 + \overline{j}\sin\Psi_1), \tag{8}$$

$$\overline{r}_{0'_6} = -d_{2\,ax}\cdot\overline{k} + r_a(\overline{i}\cos\psi_3 + \overline{j}\sin\psi_2), \tag{9}$$

unde $L_{Tx}(=L_{Ty})$ este lungimea tijei Tx (sau Ty); r_p este raza secțiunii circulare a pistoanelor; d_{ax} și d'_{ax} sînt distanțele de la O'_5 respectiv O'_6 pînă la planul xOy; r_a este raza secțiunii transversale a arborelui motor sprijinit pe lagăre în O'_5, O'_6.

II. Torsorul forțelor de inerție resimțite de tija Tx (din partea piesei ABBC, a tijei Ty și a axului 5—6, fig. 1, 2) în polul A este:

$$\overline{R} = -\dot{\theta}^2\left[L\cdot\left(M_{Ty} + \frac{M_{AB}}{2}\right)\overline{i}_1 + LM_{ax}\cos\theta\overline{i}_2\right] - \ddot{\theta}\left[L\cdot\left(M_{Ty} + \frac{M_{AB}}{2}\right)\overline{j}_1 + LM_{ax}\sin\theta\overline{i}_2\right], \tag{11}$$

$$\overline{M}_A = \dot{\theta}^2\left\{\overline{j}_2\left[I_{z_1 x_1}(AB) + \frac{Ld}{4}\cdot M_{AB}\right] - LM_{ax}\cdot\left[z_c(ax) - \frac{d}{2}\right]\cdot\overline{j}_2\cdot\cos\theta\right\} + \ddot{\theta}\left\{-\overline{i}_1\left[I_{z_1 x_1}(AB) + \frac{Lp}{4}\cdot M_{AB}\right] - \overline{j}_2\cdot LM_{ax}\cdot\left[z_c(ax) - \frac{d}{2}\right]\sin\theta + \overline{k}\left[L^2\left(\frac{M_{AB}}{4} - M_{Ty}\right) + I_{z_1 z_1}(AB) - \frac{L \mp 2r}{L \pm 2r}\cdot I_{zz}(ax)\right]\right\}, \tag{11}$$

unde z_c (ax) este cota, în reperul xOyz, a centrului de masă al arborelui motor (considerat împreună cu tot ce se rotește solidar cu el).

III. Piesa ABBC (completată, cum am menționat, prin simetrie față de centrul barei AB) resimte în O_1 următorul torsor al forțelor de inerție:

$$\overline{R} = L\cdot M_{ax}\cdot(-2\dot{\theta}^2\overline{u} + \theta\overline{v}) \tag{12}$$

$$\overline{M}_{O_1} = -2LM_{ax}\cdot z_c(ax)\cdot\dot{\theta}^2\overline{v} - \ddot{\theta}\left\{LM_{ax}\cdot\right.$$

$$\cdot z_c(\mathrm{ax})\bar{u} + \bar{k}\left[\frac{L^2}{2} M_{\mathrm{ax}} + \frac{2L}{L \pm 2r} \cdot I_{zz}(\mathrm{ax}) + \right.$$

$$\left. + I_{z_3 z_3}(Ty)\right]\Big\}, \qquad (13)$$

unde $I_{z_3 z_3}$ (Ty) este momentul de inerție al tijei Ty față de oз z_3.

În punctele de contact ale piesei ABBC cu piesele pe care ABBC le pune în mișcare, $\bar{R}$ rămîne același, iar momentul forțelor de inerție devine:

$$\bar{M}_{C((\mathrm{Ty})} = -\dot{\theta}^2\Big\{LM_{\mathrm{ax}} \cdot [2z_c(\mathrm{ax}) + d]\bar{\upsilon} +$$

$$+ L^2 M_{\mathrm{ax}}(\sin 2\theta) \cdot \bar{k}\Big\} - \ddot{\theta}\Big\{LM_{\mathrm{ax}}\left[z_c(\mathrm{ax}) + \frac{d}{2}\right] \cdot \bar{u} +$$

$$+ \bar{k}\left[\frac{-L^2}{2} - M_{\mathrm{ax}}(\cos 2\theta - 1) + \right.$$

$$\left. + \frac{2L}{L \pm 2r} \cdot I_{zz}(\mathrm{ax}) + I_{z_3 z_3}(\mathrm{Ty})\right]\Big\}, \qquad (14)$$

în centrul de masă al tijei Ty (în articulația B), devine:

$$\bar{M}_{0'_7} = -2LM_{\mathrm{ax}}\dot{\theta}^2[z_c(\mathrm{ax}) + d_{pa}]\bar{\upsilon} -$$

$$-\ddot{\theta}\Big\{LM_{\mathrm{ax}}[z_c(\mathrm{ax}) + d_{pa}]\bar{u} + \bar{k}\Big[LM_{\mathrm{ax}}\left(\frac{L}{2} + r\right) + \Big.$$

$$\Big. + \frac{2L}{L + 2r} \cdot I_{zz}(\mathrm{ax}) + I_{z_3 z_3}(\mathrm{Ty})\Big]\Big\}, \qquad (15)$$

în O'_7, exclusiv în cazul cuplării arborelui motor prin coroana dințată interior 1 (fig. 2) (aici p_{pa} este distanța de la centrul de masă al barei AB pînă la „planul de angrenare"), devine:

$$\bar{M}_{0'_8} = -2LM_{\mathrm{ax}}[z_c(\mathrm{ax}) + d_{pa}]\theta^2\bar{\upsilon} -$$

$$-\ddot{\theta}\Big\{LM_{\mathrm{ax}}[z_c(\mathrm{ax}) + d_{pa}]\bar{u} + \bar{k}\Big[LM_{\mathrm{ax}}\left(\frac{L}{2} - r\right) + \Big.$$

$$\Big. + \frac{2L}{L - 2r} \cdot I_{zz}(ax) + I_{z_3 z_3}(\mathrm{Ty})\Big]\Big\}, \qquad (16)$$

în O'_8, exclusiv în cazul cuplării arborelui motor prin pinionul 2 (fig. 2), în sfîrșit devine:

$$\bar{M}_{0'_9} = -\dot{\theta}^2\Big\{2LM_{\mathrm{ax}}[z_z(\mathrm{ax}) + d_{pz}]\bar{\upsilon} - 2L \cdot r_{0_1} \cdot$$

$$\cdot M_{\mathrm{ax}}\bar{k}\Big\} - \ddot{\theta}\Big\{LM_{\mathrm{ax}}[z_c(\mathrm{ax}) + d_{pc}]\bar{u} +$$

$$+ \bar{k}\left[\frac{L^2}{2} M_{\mathrm{ax}} + 2I_{zz}(\mathrm{ax}) + I_{z_3 z_3}(\mathrm{Ty})\right]\Big\}, \qquad (17)$$

în O'_9, exclusiv la cuplarea arborelui motor prin manivela 3, figura 2, (aici d_{pc} etse distanța de la centrul de masă al barei AB pînă la „planul de cuplare" al arborelui motor prin manivela 3, figura 2, iar r_{0_1} este raza articulației din O'_9).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Balandin, S. S.*: „Motoare cu piston fără bielă", Moscova 1968.

[2] *Leonidov, L.*: „Un motor remarcabil", Rev. Sputnik, nr. 2, 1970, pag. 99.

[3] *Vlad, C., Șerbulescu, V., Mateescu, T., Acker, C.*: „Solicitări dinamice în pompe bazate pe mecanismul motoarelor liniare cu cobustie internă", Rev. Construcția de Mașini, nr. 7—8, 1974 ,pag. 364.

LISTA

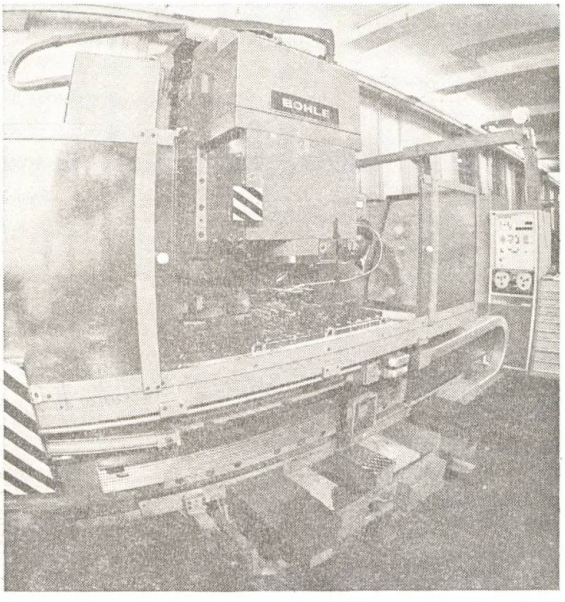
lucrărilor prezentate la seminarul C.A.E.R., care a avut loc la Budapesta între 13—18 noiembrie 1978, în cadrul Convenției țărilor membre C.A.E.R. pentru sudură

1. „Fenomene ce au loc în epruvetă în cursul încercării pentru determinarea tenacității dinamice" — F. Gaiski, SVUM — Praga (R.S.C.).
2. „Corelația între tenacitatea dinamică și calculată" — I. Man, M. Goltzmann, IFM — Brno (R.S.C.).
3. „Estimarea rezistenței construcțiilor sudate la ruperea fragilă" — K. Kalma, VUZ — Bratislava (R.S.C.).
4. „Asupra optimizării în evaluarea tenacității ruperii" — V. Khoula, SVUM — Praga (R.S.C.).
5. „Caracterizarea oțelurilor pentru discuri și rotoare de turbine de abur, folosind epruvete de tip C" — M. Orna, P. Kasalioky, SKODA — Plzen (R.S.C.).
6. „Defectele în cazul sudării automate a țevilor și influența lor asupra fiabilității" — I. Rittinger, VASKUT — Budapesta (R.P.U.).
7. „Problema reproductibilității rezultatelor încercărilor de rezistență la fisurare și a coeficientului de siguranță în exploatare" — P. Romvary, L. Toth, NME — Miskolc (R.P.U.).
8. „Cercetarea sensibilității la fisurare în cazul detensionării oțelului 22NiMoCr" — M. Hrelescu, V. Pascu, T. Moisă, ISIM Timișoara (R.S.R.).
9. „Influența zonei plastice asupra caracteristicilor de rupere fragilă" — E. Czoboly, I. Havas, BME — Budapesta (R.P.U.)
10. „Cîteva probleme de determinare și interpretare a tenacității ruperii îmbinărilor sudate" — L. Müncner, VUZ — Bratislava (R.S.C.).

Rulmentul Timken Hydra-Rib* din mașina Bohle S1 Producent asigură rigiditatea dinamică optimă a fusului.

Gama de viteză a mașinii de uzinare prin transfer Producent S1 a firmei Reinhard Bohle GmbH, Bielefeld, acoperă toate vitezele de la 11,2 la 4500 rpm. Performanța excelentă a mașinii este asigurată de rulmentul Timken Hydra-Rib*, (montat la capătul fusului) pe întreaga gamă de viteză prin reglarea presiunii uleiului din interiorul camerei hidraulice. Această mașină verticală ușor adaptabilă de uzinare prin transfer poate fi folosită după dorință la operațiuni de frezare, perforare, filetare, alezare, decupare cu burghiu trepan și frezare prin copiere. In plus un cap de strunjire a suprafeței frontale și de trepanare cu reglare numerică permite executarea operațiilor de netezire a suprafețelor și strunjire interioară.

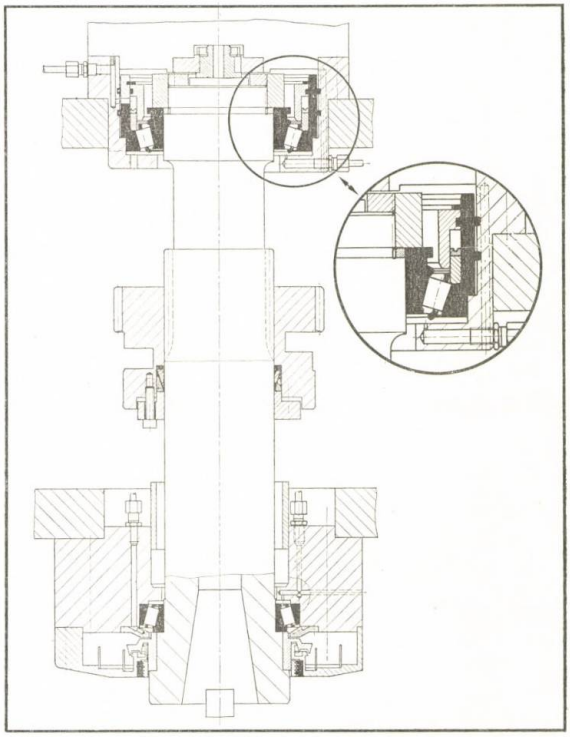
Mașina Bohle Producent S1 este o mașină combinată de frezare și perforare proiectată pe baza celor mai recente idei în acest domeniu. Conformă acestei concepții moderne este folosirea unui rulment cu role conice cu un proiect foarte avansat



ca lagăr al fusului. Rulmentul Timken Hydra-Rib* este caracterizat de o flanșă care se poate deplasa pe calea de rulare exterioară și este în contact cu capetele rolelor. Presiunea hidraulică este exercitată asupra acestei flanșe în interiorul unei camere etanșate cu un sistem adecvat de reglare a presiunii. Prin reglarea presiunii uleiului în interiorul camerei hidraulice pretensionarea rulmentului poate fi adaptată la variațiile de viteză și sarcină pe o gamă vastă, cu scopul de a se realiza comportarea dinamică optimă a fusului. Flanșa de ghidare voluminoasă de pe calea de rulare interioară care nu are nici o funcție în cursul operației protejează rulmentul în cazul unei scăderi totale a presiunii. Următoarele avantaje oferite de rulmentul Hydra-Rib* au fost obținute și în această mașină:

- Rulmenții fusului funcționează la o reglare optimă pe întreaga gamă de viteză
- O mai bună rigiditate statică și dinamică a fusului
- O mai bună precizie de rotație
- Rezultate optime pentru așchieri grele
- O mai lungă durată de serviciu a uneltelor.

Firma Reinhard Bohle GmbH a colaborat deja cu firma Timken la dezvoltarea mașinilor sale încă din 1966. In clipa de față rulmenții Timken sînt folosiți în fabricile sale atît pentru fusuri de tipul Producent S1 (11,2 la 4500 rpm), cît și pentru tipurile W1, W2 și S2 funcționînd în gama de viteză de 11,2 la 2800 rpm.



In cei peste 75 de ani de colaborare cu industria, Timken a dezvoltat o gamă vastă de rulmenți cu role conice de calitate superioară pentru necesitățile specifice ale unei mari varietăți de întrebuințări, acești rulmenți fiind folosiți în aproape toate cazurile în care este nevoie de elemente de sprijin pentru piese rotative de mașină. De pildă la mașiniunelte. In vehicule de transport feroviar și mașini agricole. In instalații industriale de toate tipurile. Chiar pentru telescoape.

Firma Timken va colabora de asemenea cu Dumneavoastră dacă este vorba de proiectarea unor produse pentru o performanță maximă și la cost redus. Vă rugăm să intrați în contact cu noi. Dacă este posibil încă din faza inițială a lucrărilor de proiectare.

Timken France – Succursale de The Timken Company, B.P. 89, 68002 Colmar Cedex

TIMKEN®
MARCĂ DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE

*Inscrierea brevetului în curs

EXPO '79

PUBLICOM

70122 — București — Republica Socialistă România
Bd. N. Bălcescu nr. 22
Telefon : 13.70.73
Adr. telegr. : PUBLICOM — București
Telex : CAMROM 11374
Căsuța poștală : 875

AGENȚIE DE PUBLICITATE PENTRU COMERȚ EXTERIOR

agenția de publicitate pentru comerț exterior publicom invită specialiștii interesați să viziteze expoziția ARMATURI. POMPE organizată la București în perioada 10–13.IV.1979

Prezenta invitație este valabilă pentru un număr nelimitat de specialiști

Pentru detalii privind firmele expozante, locul expoziției și orele de vizitare, vă rugăm să vă adresați la PUBLICOM, bdul. N. Bălcescu nr. 22, telefon 14.75.35 sau 15.47.07 / 95; 98

3.EMO

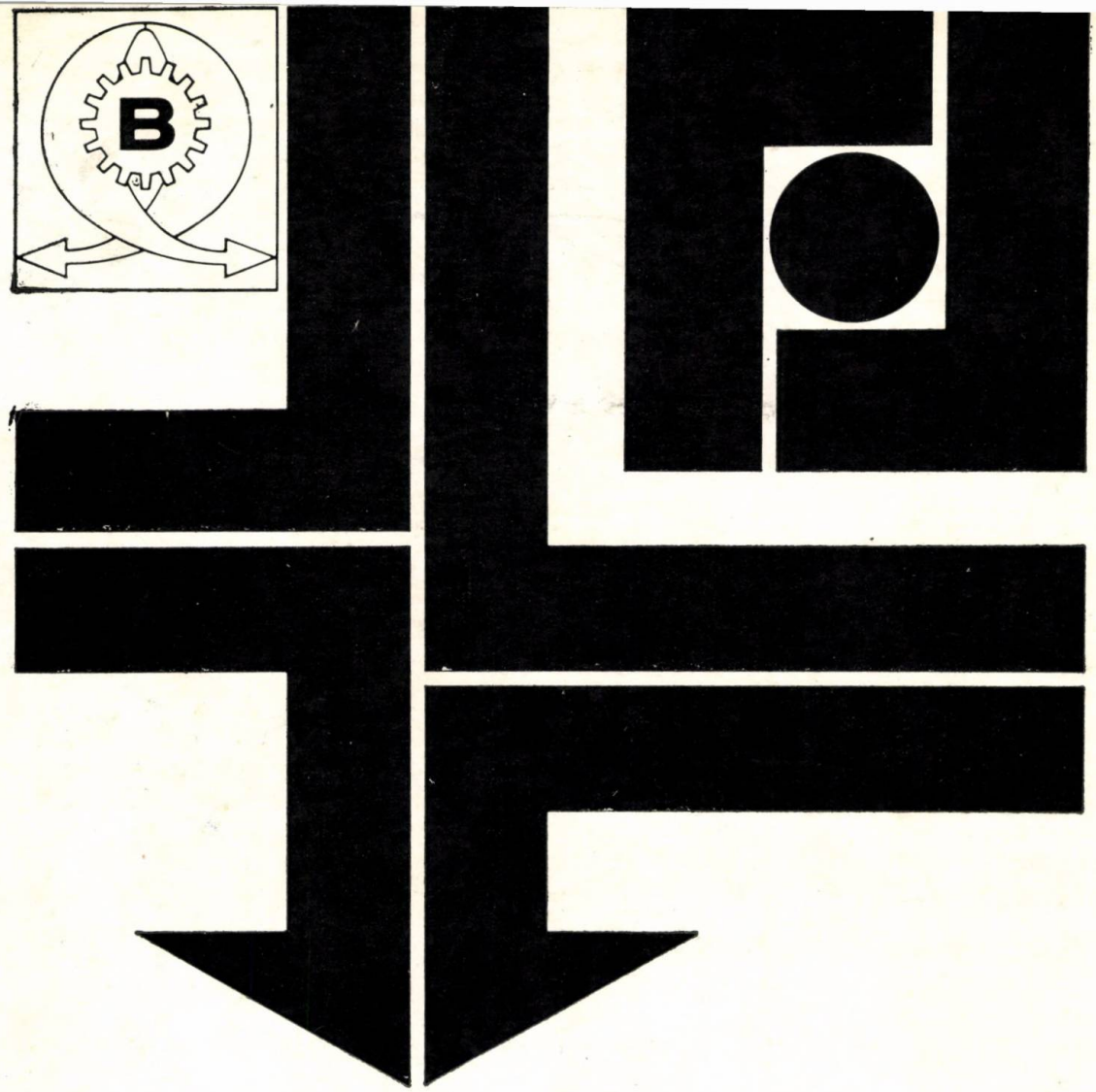
EXPOZITIA EUROPEANA DE MASINI-UNELTE CU PARTICIPARE INTERNATIONALA

3.EMO MILANO
10/18·X·1979

Centrul de Expoziții Comerciale, Milano

NUMELE
PRENUMELE
FUNCTIA
INSTITUTIA
ADRESA
COD POSTAL ORAS TARA
PRODUCTIA

Completați și transmiteți la:
3.EMO c/o CEU - Centro Esposizioni UCIMU
Via Monte Rosa 21 - 20149 Milano - Italy
Veți primi o INVITATIE la 3.EMO



COOPERARE ∴ SPECIALIZARE ∴ COLABORARE

obiective de lungă durată

la îndeplinirea cărora contribuie cea de

a 21-a EXPOZITIE INTERNATIONALA

de construcții de mașini

BRNO — Cehoslovacia, 12–20 septembrie 1979

Data închiderii înscrierilor: 1 martie 1979

Informații suplimentare se pot obține de la:

BVV FOIRES ET EXPOSITIONS – BRNO

Výstaviště 1, 602 000 Brno, TCHECOSLOVAQUIE

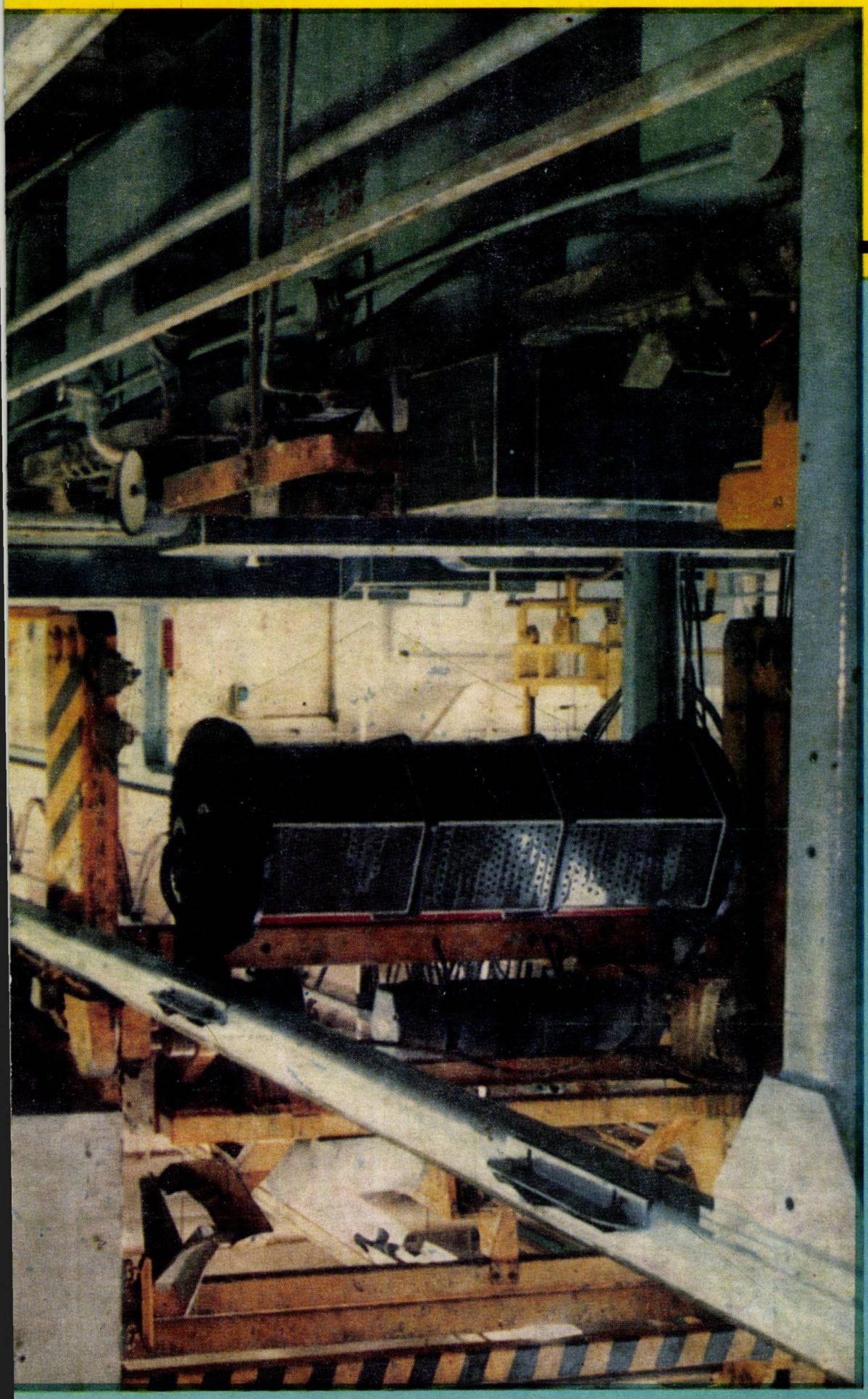
Tél. 314 Télex: 062294, 062295 Télegr. Fairbrno

Secția Comercială a Republicii Socialiste Cehoslovace

str. Oțetari nr. 3, 70206 București

PUBLICOM

1979 MAI 3 1



E 3279

R

- MAŞINI-UNELTE, SCULE ŞI TEHNOLOGII DE AŞCHIERE
- REALIZĂRI ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

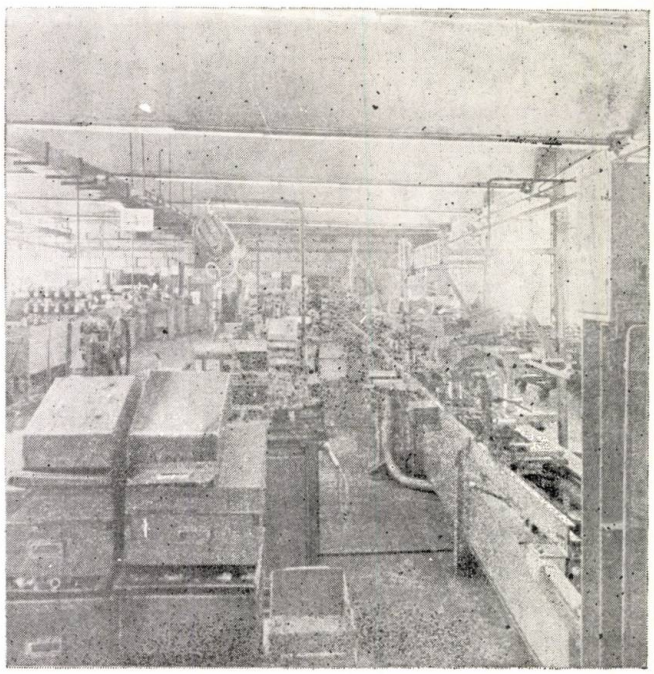
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ APRILIE ■ 1979

REALIZARI

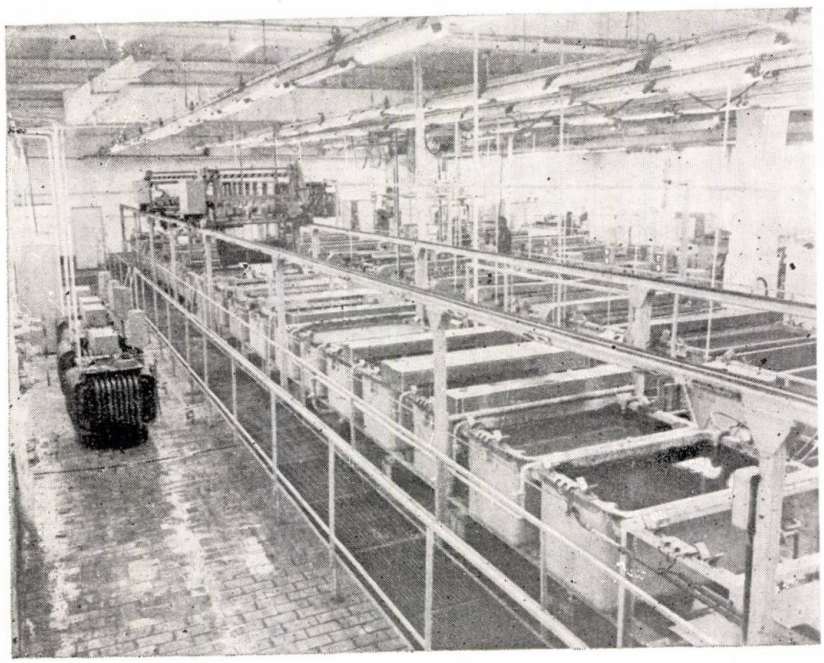
de prestigiu ale construcției de mașini

DIN ROMANIA

Linie pentru montajul pompelor de injecție
la Intreprinderea de mecanică fină - SINAIA



Linie automată de galvanizare
la Intreprinderea «ELECTROCONTACT» BOTOSANI



proiectate de **ICPTCM**;

institutul are ca activități principale:

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

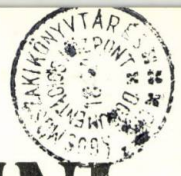
ICPTCM

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

MECHANICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE

Telefon 83 21 70 75 651 BUCURESTI - Sector 5 Sos. Oltenitei nr 105

1979 MAJ 2 0



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 4, APRILIE, 1979

CUPRINS

Mașini-unelte, scule și tehnologii de așchiere.

PICOȘ, C., SLĂTINEANU, L. : **Contribuții la determinarea analitică a rugozității suprafeței prelucrate prin așchiere.** 194

TEODORESCU, M., TÂRU, E., DECUSEARĂ, L. : **Precizări privind influența materialului prelucrat asupra mărimii componentei principale a forței de așchiere la strunjirea de finisare.** 194

DORIN, A., MARINESCU, I. : **Stabilirea regimului optim de așchiere la rectificarea plană cu discuri diamantate.** 197

CALEA, G. : **Ascuțirea cuțitelor-roată standardizate.** 201

CALEA, G. : **Mașină pentru ascuțirea cuțitelor-roată cu dinți drepți și înclinați.** 205

ELEKEȘ, C. : **Exemple de proiectare a broșelor în scopul măririi preciziei dimensionale și a îmbunătățirii calității suprafețelor canelurii la butucii canelați.** 211

OANCEA, N., TÂRU, E. : **Calculul profilului frezei-disc pentru prelucrarea șuruburilor trapezoidale.** 221

CALEA, G., AMZA, G. : **Utilizarea mașinilor de rectificat dantura la profilarea flancurilor cuțitelor-roată.** 225

ELEKEȘ, C. : **Asigurarea calității canelurii roților dințate.** 229

DRIMER, D., DIMITRESCU, D. : **Asupra momentelor de control optime ale mașinilor-unelte din exploatare.** 234

DRIMER, D., PARIS, A. : **Unele considerații privind aprecierea termenului de garanție pentru mașinile-unelte.** 236

Realizări în construcția de mașini

TOPAL, D., NEDELCOVICI, I. : **Instalație și procedeu de curățare mecanică a osiilor de cale ferată.** 238

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Consultant științific : Prof. dr. ing. Dolphi Drimer

SUMAR

CZ : 621.91.07

Picoş, C., Slătineanu, L., Grămescu, T.: **Contribuţii privind determinarea analitică a rugozităţii suprafeţei prelucrate prin aşchiere.**

Practica industrială scoate în evidenţă importanţa cunoaşterii condiţiilor care permit realizarea unei rugozităţi a suprafeţei cît mai apropiate de cea prescrisă de proiectant pe desenele de execuţie. Literatura de specialitate înregistrează o serie de relaţii pentru calculul parametrului de rugozitate R_z în diferite condiţii. Cum însă la noi în ţară se preferă adesea folosirea pe desenele de execuţie a parametrului de rugozitate R_a lucrarea de faţă prezintă, pe baza unor considerente de natură geometrică, dependenţa analitică a parametrului R_a de mărimea razei de racordare a R a vîrfului sculei şi de valoarea avansului de lucru s. Verificarea experimentală a permis reliefarea domeniului de valabilitate al relaţiei stabilite.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.91.07 : 621.795

Teodorescu, M., Ţâru, E., Decuseară, L.: **Precizări privind influenţa materialului prelucrat asupra mărimii componentei principale a forţei de aşchiere la strunjirea de finisare.**

În lucrare se aduc precizări privind influenţa caracteristicilor de rezistenţă şi a microstructurii oţelului OLC 45, cu foarte largă utilizare în construcţia de maşini, asupra componentei principale a forţei de aşchiere la strunjirea de finisare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 2 fig., 2 tab., 14 ref.

CZ : 621.91.07 : 621.923.4

Dorin, A., Marinescu, I.: **Stabilirea regimului optim de aşchiere la rectificarea plană cu discuri diamantate.**

Rectificarea economică a materialelor grele şi foarte grele se execută cu ajutorul discurilor abrazive cu cristale de diamant naturale sau artificiale. Folosirea raţională a acestor discuri necesită o selectare corespunzătoare a regimurilor de debitare şi a masinilor de rectificat. În lucrare se prezintă modelul matematic al coeficientului de acţiune utilă în rectificare G, în relaţie cu parametrii regimului de rectificare, pe baza cărora se stabileşte regimul optim de rectificare cu discuri diamantate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 3 fig., 1 tab., 5 ref.

CZ : 621.92

Calea, G.: **Ascuţirea cuţitelor-roată standardizate.**

În lucrare se determină relaţiile, cu aplicaţie practică, pentru obţinerea geometriei optime prin ascuţire, astfel încît să se obţină la dantura prelucrată precizia standardizată. Prin calcul se ajunge la concluzia că valoarea unghiului de degajare al cuţitelor-roată prevăzut în STAS, ca fiind constant pentru toate dimensiunile de scule indiferent de gradul de ascuţire, nu asigură în toate cazurile toleranţele prescrise pentru profilul roţilor prelucrate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.92

Calea, G.: **Maşină pentru ascuţirea cuţitelor-roată cu dinţi drepţi şi înclinaţi.**

În lucrare se descrie construcţia, funcţionarea şi reglarea unei maşini de concepţie originală, utilizată la ascuţirea cuţitelor-roată. Prin ascuţire se realizează geometria optimă a dinţilor aşchietori, practicînd pe ambele flancuri cîte un canal profilat la un unghi de degajare constant, care urmăreşte flancul evolventic al dintelui în planul frontal.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 11 fig., 1 tab., 2 ref.

CZ : 621.91

Elekeş, C.: **Exemple de proiectare a broşelor în scopul măririi preciziei dimensionale şi a îmbunătăţirii calităţii suprafeţelor caneluri la butucii canelaţi.**

În practica procesului de broşare apar o serie de deficienţe, cum sînt :

— ruperea materialului în dreptul canelurilor ;

— griparea alezajului de centrare a canelurii.

Efectuînd o sinteză a literaturii de specialitate, în lucrare se prezintă succint, sub formă de exemple concrete de proiectare a broşelor, posibilitatea eliminării deficienţelor care apar la broşarea canelurii, utilizînd unele rezerve care există în proiectarea broşelor pentru caneluri.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 8 fig., 3 tab., 21 ref.

CZ : 621.91 : 621.88

Oancea, N., Ţâru, E.: **Calculul profilului frezei-disc pentru prelucrarea şuruburilor trapezoidale.**

Metodele clasice de determinare a profilului sculelor destinate prelucrării filetelor pe cale grafică ori grafo-analitică, introduc aproximări din cauza construcţiilor grafice. Articolul propune o metodă analitică de determinare a profilului frezei-disc, bazată pe teoria înfăşurării suprafeţelor. Se asigură astfel o precizie înaltă a sculei şi — implicit — a operaţiei de prelucrare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 5 fig., 1 tab., 3 ref.

CZ : 621.92

Calea, G., Amza, G.: **Utilizarea maşinilor de rectificat dantura la profilarea flancurilor cuţitelor-roată.**

Articolul abordează modul de folosire a maşinilor de rectificat dantura, în timpul profilării flancurilor cuţitelor-roată. Se prezintă, în ordine logică, elementele de reglare şi de calcul în vederea profilării flancurilor cuţitelor-roată.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 4 fig., 2 ref.

CZ : 621.833

Elekeş, C.: **Asigurarea calităţii canelurii roţilor dinţate.**

Încadrarea în dimensiuni limite a canelurii butucilor canelaţi (în speţă, a roţilor dinţate) precum şi asigurarea calităţii suprafeţelor acestora sînt cerinţele primordiale ale funcţionării ireproşabile a ansamblelor canelate. În privinţa asigurării calităţii canelurilor, deficienţele tehnologice cele mai mari apar în cazul pieselor confecţionate din oţel de cementare. În scopul eliminării deficienţelor, în lucrare se prezintă un model de proiectare a broşelor de calibrare prin presare, utilizat cu succes pentru corectarea canelurii roţilor dinţate (după tratament termic), confecţionate din oţel de cementare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 2 fig., 3 tab., 15 ref.

CZ : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Asupra alegerii momentelor de control optime ale maşinilor-unelte din exploatare.**

Lucrarea prezintă o metodologie de determinare a momentelor de control pentru a stabili starea de bună funcţionare sau de defectare a unui lot de maşini-unelte pornind de la studiul fiabilităţii acelui lot. Nici unei întreprinderi nu-i este indiferent dacă fiabilitatea utilajelor cu care trebuie să realizeze sarcinile planificate este scăzută. Scopul principal al metodei constă în reducerea cheltuielilor de întreţinere printr-o acţiune preventivă de investigaţie asupra stării utilajelor din secţiile productive.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 2 fig., 2 ref.

CONTENTS

DC : 621.91.07

Picoş, C., Slătineanu, L., Grămescu, T.: **Some contributions to the analytical determination of roughness on cutting surfaces.**

Industrial practice points out the importance of the conditions conducting to a roughness of surfaces, close-as much as possible — to that specified by the designer in the workdrawings. Specialized literature records some relations, concerning the estimation of the roughness parameter R_z under various conditions. But as in our country the parameter R_a is particularly used in the work drawings, the present article demonstrates, based on some geometrical considerations, the analytical dependence of the parameter R_a upon the radius amount R of the tool point and the work advance value s. Experimental test affords the evidence of the validity field concerning the regarded relation.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

DC : 621.91.07 : 621.795

Teodorescu, M., Ţâru, E., Decuseară, L.: **Specifications concerning the influence of processed material main component amount of the cutting force in finish turning.**

Some specifications are brought, regarding the influence exercised by strength properties and by OLC 45 steel microstructure, with wide applications in the machine-building industry, over the main component of the cutting force in turn finishing.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 2 tab., 14 ref.

DC : 621.91.07 : 621.923.4

Dorin, A., Marinescu, I.: **Determination of optimal cutting conditions by surface grinding, using plates with diamonds.**

Eficient grinding of heavy and very heavy materials is performed by means of abrasive plates with natural or synthetic diamond crystals. Rational application of these plates requires an adequate selection of cutting conditions and grinding machines. The autors analyse the mathematical model of the useful effect coefficient by grinding G, related to grinding conditions parameters, thus relating the optimal conditions for grinding by using plates with diamonds.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 3 fig., 1 tab., 5 ref.

DC : 621.92

Calea, G.: **Standardized wheel cutter sharpening.**

In this work relationships having a practical application are determined with a view to get the optimum geometry by sharpening, so as to obtain the standardized accuracy at the processed toothing. Calculations direct to the conclusion that the value of the wheel cutter rake angle, provided in the Roman'an norms (STAS) as constant for all tool dimensions, indifferently to the sharpening degree, does not ensure in all cases the prescribed allowances for the profile of the processed wheels.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

DC : 621.92

Calea, G.: **Machine for grinding circular slitting knives with right and oblique teeth.**

The work describes the construction, functioning and adjusting, of an original conception machine, used for grinding the circular slitting knives. Through grinding the optimum geometry of the blades is obtained by practicing a shaped slot on both flanks having a constant rake angle which follows the evolvent flanks of the tooth in a frontal plan.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 11 fig., 1 tab., 2 ref.

DC : 621.91

Elekeş, C.: **Examples of broach designing for accuracy of size and quality improvement in case of notch surfaces by spline hubs.**

Practical broach processes points ont some deficiens e.g.:

— material breack of, upringht the notch;

— centring boring of notch freezing.

Working out a synthesis of the specialized literature, by means of concrete examples, refering to broach designing area, the author demonstrates the possibilities to eliminate these deficiencies by using the available reserves in the broach designing for notches.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 8 fig., 3 tab., 21 ref.

DC : 621.91 : 621.88

Oancea, N., Ţâru., E.: **Calculation of side-milling cutter profile for trapezoid bolt processing.**

Classical methods for graphical or grapho-analytical determination of thread cutting tool profiles involve aproximations, because of the graphical construction. The work is proposing an analytical method to estimate side-milling cutter profile on the basis of surfaces winding theory. Thus, it is carried out a high precision of the tools and of the processing too.

Construcţia de maşini, no. 4, 5 fig., 1 tab., 3 ref.

DC : 621.92

Calea, G., Amza, G: **Utilization of tooth grinding machines for wheel-knife flank profiling.**

This work deals with the way of utilising tooth grinding machines for wheel-knife flank profiling. Adjusting and calculation elements are given in a logical order in concern to profile wheel-knife flanks.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 4 fig., 2 ref.

DC : 621.833

Elekeş, C.: **Achieving the quality of toothed wheel slot.**

The extreme dimension framing of spline hub notehes (particularly of toothed heels), as well as the quality improvement of their surfaces, are the main requirements concerning the perfect running of the grooved units. In respect to achieve the notehes quality, the most important technological deficiencies come into sight, in case of carburizing steel parts. To eliminate these deficiencies, the work brings up a model for the pressed-broach designing, successfully used to rectify the toothed wheel slot carried out of carburizing steel-after thermal treatment.

Construcţia de maşini, no. 4, 2 fig., 3 tab., 15 ref.

DC : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Selection of the optimum control moment for working machine-tools.**

A methodology for control moment estimation is proposed, in order state the condition of trouble-free-operation or of breakdown, concerning a machine-tool batch, starting from the reliability study of that batch-ho enterprise can be unaffected when the reliability of its tools is decreased. The main purpose of the presented method is the maintenance-cost reduction, by means of a preventive activity to investigate the condition of the tools in the productive departments.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 2 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.91.07

Picoş, C., Slătineanu, L., Grămescu, T.: **Contributions concernant la détermination analytique de la rugosité de la surface usinée par coupe.**

La pratique industrielle met en évidence l'importance de la connaissance des conditions qui permettent la réalisation d'une rugosité de la surface la plus rapprochée de celle préscrite par l'ingénieur qui effectue les projets techniques sur les dessins d'exécution. La littérature de specialité enrégistre une série de relations pour le calcul du paramètre de rugosité R_z dans des conditions différentes. Mais puisque chez nous on préfère souvent l'utilisation du paramètre de rugosité R_a sur les dessins d'exécution, cet ouvrage présente, en tenant compte des élèments géométriques, la dépendance analytique du paramètre R_a de la grandeur du rayonn de raccord R de la pointe de l'outil et de la valeur de l'avance de travail, s. La vérification expérimentale a mis en relief la relation établie et a démontré qu'elle reste valable.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 621.91.07 : 621.795

Teodorescu, M., Ţâru, E., Decuseară, L.: **Précisions concernant l'influence du matériel usiné sur la grandeur de composition principale de la force de coupe au tournage de finissage.**

On y fait des précisions concernant l'influence des caractéristiques de résistance et de la microstructure de l'acier OLC 45, ayant une large utilisation dans la construction mécanique, sur la composition principale de la force de coupe au tournage de finissage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 2 tab., 14 ref.

CD : 621.91.07 : 621.923.4

Dorin, A., Marinescu, T.: **L'établissement du régime optimal de coupe à la réctification plane avec des disques ayant des cristaux de diamant.**

La rectification économique des matériaux lourds et très lourds s'exécute à l'aide des disques abrasifs avec des cristaux de diamant naturels ou artificiels. L'utilisation raisonnable de ces disques-ci nécessite séléction adéquate des régimes de débitage et des machines à rectifier. On y présente le modèle mathématique des coefficients d'action utile dans la rectification G, en relation avec les paramètres du régime de rectification conformèment auxquels on établit le régime optimal de rectification avec des disques ayant des cristaux de diamant.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 3 fig., 1 tab., 5 ref.

CD : 621.92

Calea, G.: **L'aiguisage des outils — roue standardisés.**

On détermine les relations qui ont une application pratique pour obtenir la géometrie optima par l'aiguisage, de sorte que l'on obtiene à la denture usinée la précision standardisée. Par calcul on arrive à la conclusion que la valeur de l'angle de dégagement des outils-roue, prévu dans le STAS comme constant pour tous les dimensions des outils, indifféremment du degré d'aiguisage, n'assure pas dans tous les cas les tolérances prescrites pour le profil des roues usinées.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 6 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 621.92

Calea, G.: **Machine pour affûter les outils-roue à dents droits ou obliques.**

On y présente la construction, le fonctionnement et le réglage d'une machine de conception originale pour l'affûtage. On assure la géometrie optimale de denture de taillage en faisant sur les deux flancs à raison d'un canal profilé ayant un angle de dégagement constant qui suit les profiles en developante des dents en plan frontal.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 11 fig., 1 tab., 2 ref.

CD : 621.91

Elekeş, C.: **Exemples de projection des broches dans le but de l'augmentation de la précision des dimensions et de l'amélioration de la qualité des surfaces de la cannelure aux moyeux à cannelures.**

Dans le processus de brochage apparessent une série de déficiences à savoir :

— le bris du matériel en face de la cannelure ;

— le bloquage de l'alésage de centrage de la cannelure.

En efectuant une sythése de la bibliographie de spécialité, l'article présente briévement, sous forme d'exemples concrets de projection des broches, la possibilité d'éliminer les déficiences qui apparaissent au brochage de la cannelure, en utilisant certaines réserves qui existent dans la projection des broches pour des cannelures.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 8 fig., 3 tab., 21 ref.

CD : 621.91 : 621.83

Oancea, N., Ţâru, E.: **Le calcul du profil de la fraise à disque pour l'usinage des vis trapéziformes.**

Les méthodes classiques de déterminer le profil des outils destinés à l'usinage des filets, par voie graphiques ou graphoanalytique, introduisent des approximations à cause des constructions graphiques. L'article propose une méthode analytique de détermination du profil de la fraise à disque, méthode fondée sur la théorie de l'enroulement des surfaces.

Ainsi on assure une précision parfaite de l'outil et — implicitement — de l'opération d'usinage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 5 fig., 1 tab., 3 ref.

CD : 621.92

Calea, G., Amza, G.: **Utilisation des machines a rectifier la denture lors du profilage des flancs des couteaux-roues.**

L'article présente le mode d'emploi des machines à rectifier la denture, lors du profilage des flancs des couteaux-roues. On donne dans un ordre logique les éléments de réglage et de calcul en vue du profilage des flancs des couteaux-roues.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 4 fig., 2 ref.

CD : 621.833

Elekeş, C.: **L'assurance de la qualité de la cannelure des roues-dentées.**

L'encadrement dans des dimensions limites de la cannelure des moyeux à cannelures (en l'espèce des roues-dentées), ainsi que l'assurance de la qualité des surfaces de ceux-ci sont les exigences primordiales du fonctionnèment irréprochable des ensembles à cannelures. En ce qui concerne l'assurance de la qualité des cannelures, les plus grandes déficiences technologiques apparaissent dans le cas des pièces faites en acier de cémentation. Dans le but de l'élimination des déficiences on y présente un modéle de projection des broches d'étalonnement par pressage utilisées avec succès dans la correction de la cannelure des roues-dentées après le traitement thermique, faite en acier de cémentation.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 3 tab., 15 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.91.07

Picoş, C., Slătineanu, L., Grămescu, T.: **Beiträge bezüglich der analitischen Bestimmung der Rauhigkeit der spanabhebenden bearbeitenden Flächen.**

Die industrielle Erfahrung betrachtet die Bedeutung der Bedingungen die ermöglichen die Ausführung einer anpassender Rauhigkeit der Flächen zu der Rauhigkeit die in dem Werkstsattszeichnungen des Konstrukteurs enthalten sind. Die Fachliteratur erläutert eine Reihe Beziehungen für die Ermittlung der Rauhigkeitsgrösse, unter verschiedenen Bedingungen. Als in unserem Land die Anwendung der Rauhigkeitsgrösse R_z für dem Werkstattszeichnungen vorgezogen ist, werden einige geometrischen Betrachtungen der analitischen Abhängigkeit der R_a Grösse im Bezug zu der Verbindungshalfmessergrösse R_a der Werkzeugsspitze und der Vorschubsgrösse dargestellt. Die experimentelle Prüfung ermöglicht die Hervorhebung des Gültigkeitsbereichs der erreichten Beziehung.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 2 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 621.91.07 : 621.795

Teodorescu, M., Ţâru, E., Decuseară, L.: **Einige Präzisierungen hinsichtlich des bearbeiteten Material Einflusses an der Hauptkomponentengrösse der Zerspannungskraft, bei Schlichtdrehen.**

Es werden einige Präzisierungen über dem Einfluss der Festigkeitseigenschaften und der Mikrostruktur des Stahls OLC 45 an der Hauptkomponente der Zerspannungskraft bei Schlichtdrehen dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 2 Bild., 2 Taf., 14 Lit.

DK : 621.91.07 : 621.923.4

Dorin, A., Marinescu, I.: **Bestimmung des optimalen Zerspannungbetriebszustands bei Planschleifen mit Diamantenscheiben.**

Das ökonomische Schleifen der schweren und sehr schweren Materialien wird mittels Scheiben mit natürlichen oder künstlichen Diamantkristalle als Schleifmittel ausgeführt. Die rationelle Anwendung dieser Scheiben benötigt eine entsprechende Auswahl des Zerpannungsbetriebszustands und der Schleifmaschinen. Das matematische Modell des nützlichen Wirkungskoeffizient bei Schleifoperationen, im Beziehung mit dem Schleifbetriebszustand wird dargestellt; das Modell ist für die Ermittlung des optimalen Schleifbetriebszustand mit diamantierten Scheiben nutzbar.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 3 Bild., 1 Taf., 5 Lit.

DK : 621.92

Calea, G.: **Schleifen der genormten Kreismesser.**

Die Beziehungen mit praktischer Anwendbarkeit zur Erreichung einer optimalen Geometrie durch das Schleifen werden bestimmt, damit man die genormte Genauigkeit der verarbeitenden Verzahnung erhalten kann. Durch Berechnungen kommt man zu dem Schluss, dass der Wert des Spannwinkels von Kreismessern, welcher in den STAS — Normen als konstant für alle Werkzeuge, unabhängig von Schlifgrad, vorgesehen ist, nicht in allen Fällen die für das Profil der verarbeitenden Räder vorgeschriebenen Toleranzen gewährleistet.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 6 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 621.92

Calea, G.: **Maschine zum Schärfen der Schneidräder mit Gerade — und Schrägzähne.**

Das Werk betrachtet die Konstruktion, der Betrieb und die Regelung einer Maschine vom originäler Auffassung, angewendet für das Abrichten der Schneidräder. Durch das Schärfen wird die optimale Geometrie des Schneidzahnes durch die Ausführung von profilierten Kanäle auf beiden Flanken mit einem konstanten Einstrichwinkel, entlang dem evolventen Flanke des Zahnes in der Frontalebene erhalten.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 11 Bild., 1 Taf., 2 Lit.

DK : 621.91

Elekeş, C.: **Beispiele bei Nutenräumnadel-Konstruktion für die Steigerung der Dimensionsgenauigkeit und eine hohe Qualität der Nutenfläche bei den Keilnaben.**

In der Broschierarbeit entstehen eine Reihe Mängel, Z.B.:

— der Abbruch der Materialien, die Nute entlang;

— die Einfressung der Nuttenmitteinstellungsbohrung.

Eine syntetische Ausarbeitung der Fachliteratur ist ausgestellt und mit konkreten Beispiele aus der Nutenräumnadel-konstruktion, werden die Möglichkeiten der Mängel Entfernung, bei Anwendung der vorhandenen Reserven in der Nutenräumnadel-konstruktion, dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 8 Bild., 3 Taf., 21 Lit.

DK : 621.91 : 621.83

Oancea, N., Ţâru, E.: **Berechnung des Scheibenfräserprofil für die trapezoide Schraubenbearbeitung.**

Die klassischen Methoden die die Profile der Gewindeschneidemaschine graphisch oder graphisch-analitisch bestimmen, einführen Annäherungen, aus Grunde der graphische Konstruktion. Die analitische Methode für die Ermittlung des Scheibenfräserprofil, auf der Grundlage der Flächenaufwicklungs — Theorie ist dargestellt. Derart ist es möglich eine hohe Genauigkeit des Werkzeugs-und damit des Bearbeitungsverfahren zu erhalten.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 5 Bild., 1 Taf., 3 Lit.

DK : 621.92

Calea, G., Amza, G.: **Verwendung von Zahnschleifmaschinen bei der Profilierung der Zahnflanken der Schneidrädern.**

Der Beitrag behandelt die Art, in welcher die Zahnflankenprofilierung von Schneidrädern eingesetzt werden können. Die Regel-und Berechnungselemente zwecks Profilierung von Schneidrädernflanken werden in einer logischen Reihenfolge dargelegt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 4 Bild., 2 Lit.

DK : 621.833

Elekeş, C.: **Sicherung der Zahnrädernutenqualität.**

Die Zuordnung in Massgrenzen der Keilnaben (bzw. der Zahnräder), sowie die deren Flächen Qualitätssicherung stellen Hauptforderungen für dem vervollkommenden Betrieb der genuteten Bauteile hervor. Hinsichtlich der Nutenqualitätssicherung, die wichtigsten technologischen Mängel entstehen bei den aus Entfernung dieser Mängel wird ein Konstruktionsmo-Einsatzstahl hergestellten Teilen. Zum Zwecke der dell der Räumdornnadel dargestellt; dieses Modell ist für die aus Einsatzstahl Zahnräderkorektur, nach Heissbehandlungen anwendbahr.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 2 Bild., 3 Taf., 15 Lit.

DK : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Auswahl des optimalen Prüfmoments der anlaufenden Werkzeugmaschinen.**

Eine Methodologie der Prüfmomenten wird ermittelt mit dem Ziel einen guten Betrieb-order Fehlerzustand des Werkzeugslose zu bestimmen, aufbauend auf der Zuverläsigkeitsanalyse des entschprechenden Lose. Allenfalls, kein Betrieb kann gleichgültig bleiben, wenn die Zuverlässigkeit ihrer Werkzeuge, mit denen er seine geplanten Aufgaben durchführt, geunken ist. Der Hauptzweck der Methode ist die Erzielung einer Wartungkostensenkung, mittels einer Vorerhebung des Werkzeugszustands in den produktiven Abteilungen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 2 Bild, 2 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.91.07

Пикош, К., Слэтинеану, Л, Грэмеску, Т.: **Вклады для аналитического определения неровности поверхности обработанной резанием.**

Промышленная практика выявляет значительность познания условий которые позволяют осуществление предписанной неровности поверхности. Литернтура специальностей регистрирует ряд соотношении для расчёта параметра неровности „Rz" в разных условях. Потому что в нашей стране предпочитается часто использование параметра неровности „Ra" на чертежах выполнения, статье излагает — на оснований одных решений геометрической сущности — аналитическая зависимость параметра „Ra" от размера луча присоединения „R" мыска инстружента и стоимость прямой подачи „S".

Опытная проверка позволяет подчёркивание владения действительности соотношения.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 2 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 621.91.07 : 621.795

Теодореску, М., Цыру, Е., Декусеарэ, Л.: **Определения относительно к воздействию обработанного материала на величину главной составляющей силы резания у чистового точения.**

ле Определяются влияния храктеристики сопротивления и микроструктуры стали OLC 45, — обстоятельно использованный в машиностроение —, на величину главной составляющей силы резания у чистового точения.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4., 2 рис., 2 таб., 14 лит.

ДК : 621.91.07 : 621.923.4

Дорин, А., Маринеску, И.: **Установление оптимального режима при плоской шлифовке альмазом.**

Экономичная шлифовка твёрдых и очень твёрдых материалов производится при помощи абразивных кругов с естественными или искусственными ильмазнымикристалами. Рациональное использование этих кругов требует соответствующего подбора режима резки и шлифовального станка. В настоящей работе представлена математическая модель коэффициента полезного действия шлифовки „G" в зависимости от параметров режжима шлифовки, на основе которого можно установить оптимальный режим шлифовки альмазными кругами.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 3 рис., 1 таб., 5 лит.

ДК : 621.92

Калеа, Г.: **Заточка стандартных ножей — колёс.**

Определяются отношения с практическим применением с целью получения оптимальной геометрии путём затофки, таким образом чтобы получить стандартную точность у обработанных зубьев. Расчётным путём приходим к выводу что значение пирднего угла ножей колёс указаные в СТАСе как постояным для всех инструментных размеров, не обеспечивает во всех случаях заданые допуски для профиля обработанных колёс.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 6 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 621.92

Калеа, Г.: **Машина для оттачивания резцов - колёс правильными и наклонёнными зубами.**

Представляются строение, функционирование и регулирование одной оригинальной машины, для оттачивания резцов - колёс.

Оттачиванием достигается оптимальная геометрия зубов-резцов, исполняя на каждого фланга одного профильного канала под постоянным углом снимания, который исследует эвалвентный фланг зубов в фронтальное плоскости.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 11 рис., 1 таб., 2 лит.

ДК : 621.91

Елекеш, К.: **Примеры проектирования прошивок для увеличения размерной точности и усовершенствования качества поверхностей канелюры у рифлёных втулок.**

В практике процесса протягивания показывается ряд скудостей, как например:

— разрыв материала напротив канелюров;
— заграждение рассвирливания центрирования канелюров.

Исполняя синтез литературы специальностей, в работе представляется кратко, в виду конкретным примером проектирования прошивок, возможность исключения скудостей которые появляются у протягивания канелюров, используя некоторые резервы существующи в проектирований прошивок для канелюров.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 8 рис., 3 таб., 21 лит.

ДК : 621.91 : 621.88

Оанчеа, Н., Цыру, Е.: **Расчёт профили фрезы - диск для бработки трапецоидных винтов.**

Классические методы определения профили инструментов для обработки нарезок, графическим или графоаналитическим путём, вводит приблизительности из-за графических строении. Предлагается аналитический метод определения профили фрезы-диск, на основе теорий завёртывания поверхностей. Обеспечивается наилучшая точность инструмента и — предположительно — наилучшая точность обработки.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 5 рис., 1 таб., 3 лит.

ДК : 621.92

Калеа, Г., Амза, Г.: **Использование зубошлифовальных станок для профилования флангов ножей-колёс.**
вальных станофпут-йХнНянаваоё

Представляется способ использования зубошлифовальных станок во время профилования флантов ношей-колёс.

В логичном порядке данны элементы для регулирования и расчёта для профилования флантов ножей-колёт.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 4 рис., 2 лит.

CZ : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Unele consideraţii privind aprecierea termenului de garanţie pentru maşinile-unelte.**

Pentru estimarea termenului de garanţie, în lucrare sînt prezentate două metode: calculul cuantilei timpului de funcţionare şi calculul MTFF (pînă la prima defecţiune) luînd în considerare semnificaţia parametrului distribuţiei WEIBULL şi influenţa acestuia asupra termenului de garanţie. În continuare, se prezintă un exemplu concret, (cazul unei familii de strungari), la care se aplică cele două metode menţionate. În încheiere se compară valorile obţinute şi se analizează legătura lor cu valorile indicate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 2 fig., 1 tab., 2 ref.

CZ : 621

Topal, D., Nedelcovici, I.: **Instalaţie şi procedeu de curăţare mecanică a osiilor de cale ferată.**

Noul procedeu mecanic de curăţare, utilizînd tehnica impulsurilor de lovire, îşi găseşte o largă aplicare la desţunderizarea osiilor de cale ferată, forjate şi tratate termic, înainte ca acestea să fie prelucrate mecanic cu scopul de a diminua uzura cuţitelor de strung. Sînt prezentate elementele componente ale unei astfel de instalaţii, precum şi metodologia de calcul pentru determinarea puterii de antrenare a rotorului cu ciocănele.

Construcţia de masini, 31 (1979), Nr. 4, 2 fig., 1 tab., 2 ref.

DC : 621.9

Drimer, D.. Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Some considerations concerning the estimation of machine-tools term of guarantee.**

The work deals with two methods to estimate the term of guarantee: the calculation of the operating time quantile and of the MTFF (until the first breakdown), considering the meaning of WEIBULL's distribution parameter and its impact over the term of guarantee. Further on, an example is given (the case of a lathe-family), to which the two method an applied. Finally, the attained values are compared and their relationship to the reported values are analysed.

Construcţia de maşini, no. 4, 2 fig., 1 tab., 2 ref.

DC : 621

Topal, D., Nedelcovici, I.: **Mechanical cleaning equipment and proceeding for**

The new mechanical cleaning method, using pulse operations, can be widely applied for cinder of hot forged and thermal treated railwayaxles, before their mechanical processing, in order to lower the wear of lathe tools. The paper presents the component parts of this equipment, as well as the calculation methodology for defining the drive power of hammer rotors.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 1 tab., 3 ref.

CD : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A: **Sur le choix des moments de contrôle optimaux des machines-outils de l'exploitation.**

L'article présente une méthodologie de détermination des moments de contrôle pour établir l'état de bon fonctionnement ou de déréglage d'un lot de machines-outils, en partant de l'étude de la fiabilité de ce lot-là. Toutes les entreprises tiennent compte du fait que la fiabilité des outillages, avec laquelle se réalisent les tâches planifiées, ne soit pas diminuée. Le but de la méthode est de réduire les frais d'entretien par une action préventive d'investigation sur l'état des outillages des sections de production.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 2 ref.

CD : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A: **Quelques considérations concernant l'estimation du délai de garantie pour les machines-outils.**

L'article présente deux méthode pour estimer le délai de garantie: le calcul de la quantile du temps de fonctionnement et le calcul MTFF (jusqu'à la première défection), en tenant compte de la signification du paramètre de la distribution WEIBULL et de l'influence de celui-ci sur le délai de garantie. En continuant, on présente un exemple concret — le cas d'une famille de tours-auquel on applique les deux méthodes mentionnées. En conclusion on compare les valeurs obtenues et on analyse leur liaison avec les valeurs indiquées.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 1 tab., 2 ref.

DK : 621.9

Drimer, D., Dimitrescu, D., Paris, A., Donţu, O., Ionescu, A.: **Einige Betrachtungen hinsichtlich der Auswertung der Werkzeugmaschinen Garantiefrist.**

Es werden zwei Methoden für die Auswertung der Garantiefrist dargestellt: die Betribszeit Quantile — und MTFF — Berechnung (bis zum ersten Fehler), mit Berücksichtigung des WEIBULL Verteilungsparameters und dessen Einflusses auf der Garantiefrist. Weiter, wird — mit Hilfe eines konkreten Beispiels — die Anwendung der zwei Methoden beschrieben: bzw. der Fall einer Drehmaschinenfamilie. Als Schlussfolgenung, werden die erzielten Werte vergleicht und die Beziehungen mit den angezeigten Werten werden analysiert.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 4, 2 Bild., 2 Lit.

DK : 621

Topal, D., Nedelcovici, I.: **Mechanische Reinigungsanlage und — verfahren für Eisenbahnachsen.**

Das neue mechanische Reinigungsverfahren, auf der Basis der Aufstossimfulstechnik, ist in der Zunderreinigung der warmgeschmiedeten und — behandelten Eisenbahnachsen verwendbar. Die Verfasserstellen die Bestandteile der Anlage, sowie die Berechnungs methodologie für die Ermittlung der Durchzugskraft des Hammerrotors aus.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 4, 1 Taf., 3 Lit.

CD : 621

Topal, D., Nedelcovici, I.: **Installation et procédé de mettoyage mécanique de la scolie des essieux de voie ferrée.**

Le nouveau procédé mécanique de nettoyage, en utilisant la technique des impulsions de choc, trouve une appliquation large au nettoyage de la scolie des essieux de voie ferrée, forgés et traités thermiquement avant que ceux-ci soient usinés mécaniquement dans le but de diminuer l'usure des outils de tour. On présente les éléments composants d'une pareille installation, ainsi la méthodologie de calcul pour déterminer le pouvoir d'entraînement du rotor à petits marteaux.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

ДК : 621.833

Елекеш, К. : **Страхование качества канелюры зыбчатых колёс.**

Обрамление в измерениях — пределах канелюров рифлёных ступиц (в сорте зубчатых колёс) также и страхование качества их поверхностей — гланые запросы безупречного функцианирования рифлёных узлов. Относитнльно страхования качества канелюров, найбольшие технологические недостатки появляются в случае деталей из стали цементации.

Для исключения недостатков, представляется модель проектирования калибровочных прошивок с прессование, утилизированных успешно для исправления канелюров зубчатых колёс после теплового обработки.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 2 рис., 3 таб., 15 лит.

ДК : 621.9

Дример, Д., Димитреску, Д., Парис, А., Донцу, О., Ионеску, А. : **Об отбором наилучших моментов проверки станок в эксплуатаций.**

Представляется методологию определения моментов проверки для установления состояния хорошего функционирования или повреждения участка станка, отправляя от изучения надёжности этого участка. Главная цоль методы заключатся в сокращение расходов на содержание путём использования исследования состояний оборудованией из производительных отделов.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 2 рис., 2 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226 Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621.9

Дример, Д., Парис, А., Димитреску, Д., Донцу, О., Ионеску, А. : **Некоторые соображения относительно к оценке гарантийного срока для станков.**

Представляются две методы для исчисления гарантийного срока : расчёт квантилы времени функционирования и расчёт MTFF (до первого повреждения) принимая во внимание значения параметра распределения WEIBULL и его влияние на гарантийном сроке. В продолжение, представляется конкретный пример одной семьи токарных станков, у которых прикладываются две упомянутые методы. В окончание, сличаются получаемые стоимости и анализируется их связь с указанными стоимостями.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 2 рис., 1 таб., 2 лит.

ДК : 621

Топла, Д., Неделкович. И. : **Оборудование и способ механической очистки железнодорожных осией.**

Новый способ механической очистки, используя техники импульсов удара, опычно прикладывается на очистке молотокойки железнодорожных, ковких и термическо-обрабатываемых осней, перед механической обработкой, с целью уменьшения износа токарных резцов.

Представляются составные элементы такого оборудования, также и способ расчёта для определения мощности привода ротора с ударниками.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 4, 2 рис., 1 таб., 3 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI“, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini“. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea Poligrafică „Ploieşti“, str. Vasile Lupu nr. 45, c. 16005.

CZ : 621.91.07

Contribuții privind determinarea analitică a rugozității suprafeței prelucrate prin așchiere

Prof. dr. ing. Constantin **PICOȘ**, ing. Laurențiu **SLĂTINEANU**, ing. Traian **GRĂMESCU** – Institutul Politehnic — Iași

Introducere

Practica uzinală ridică, în numeroase cazuri, necesitatea cunoașterii rugozității suprafeței în ipoteza folosirii anumitor condiții de lucru, înaintea efectuării prelucrării propriu-zise. Astfel, există situații în care realizarea unor performanțe funcționale ale organelor de mașini este implicit legată de obținerea unei rugozități optime a diverselor suprafețe. Cercetările experimentale au stabilit în acest sens, de exemplu, acele valori ale înălțimii asperităților care asigură o rezistență maximă la uzură. Scula așchietoare va trebui în astfel de cazuri să permită, alături de celelalte condiții de lucru, realizarea, prin prelucrare, a rugozității prescrise.

Literatura de specialitate [4] înregistrează o serie de relații de legătură între parametrii sculei, avansul de lucru și parametrii R_z sau R_{max}. In țara noastră însă, în cele mai dese situații, se indică pe desenele de execuție valoarea parametrului R_a (abaterea medie aritmetică a profilului) și mai rar valoarea parametrului R_z (înălțime medie a neregularităților). Aceste considerente impun realizarea unui model matematic corespunzător, care să permită stabilirea unei relații analitice de dependență între parametrul R_a și valorile avansului de lucru s, respectiv cele ale razei de racordare R a vîrfului sculei, aceștia fiind principalii parametri care exercită o influență determinată asupra rugozității suprafeței în cazul prelucrărilor de finisare. Experiențele efectuate au dus la concluzia că viteze de așchiere cu valori mai mari de 2,5 ... 3 m/s nu mai influențează decît într-o măsură neglijabilă rugozitatea suprafeței prelucrate.

Lucrarea de față își propune să prezinte un model matematic pentru stabilirea corespondenței analitice între parametrul R_a și mărimile R și s, pe baza unor premize de natură strict geometrică.

Considerații teoretice

În conformitate cu *STAS 5730—66 — Rugozitatea suprafeței — Terminologie și clasificare*, linia medie a profilului (în raport cu care se definește parametrul R_a) trebuie să împartă profilul efectiv în așa fel încît suma pătratelor ordonatelor punctelor profilului în raport cu linia medie să fie minimă. Considerîndu-se cazul strunjirii cu un cuțit caracterizat prin raza de racordare la vîrf R, unghiul de degajare $\gamma = 0$ și cu un avans de lucru s, se impune determinarea poziției liniei medii (fig. 1).

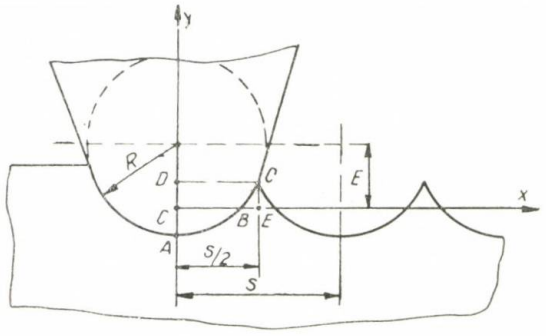


Fig. 1 Schema pentru calculul parametrului R_a

Se stabilește în acest scop un sistem de coordonate x0y, în care semiaxa 0x corespunde liniei medii, iar semiaxa 0y se suprapune axei de simetrie a cuțitului. Pentru determinarea poziției liniei medii va fi suficientă stabilirea valorii parametrului m, definit ca distanța de la centrul cercului corespunzător razei de racordare R a vîrfului sculei la linia medie. Se poate observa faptul că poziția liniei medii (și deci și parametrul m) este dependentă de mărimea avansului de lucru s și de valoarea razei de racordare R a vîrfului sculei. Ecuația cercului menționat este :

$$x^2 + (y - m)^2 = R^2 \qquad (1)$$

Arcul de cerc care interesează este caracterizat prin relația :

$$y = m - \sqrt{R^2 - x^2} \qquad (2)$$

Condiția din STAS 5730—66 $\left(\sum_{i=1}^{n} y_i^2 = \min\right)$ se poate scrie în cazul funcției continui $y = f_1(x)$ sub forma :

$$f_1(x) = \frac{2}{s}\int_0^{\frac{s}{2}} y^2 dx = \min \qquad (3)$$

Limita superioară a integralei, egală cu $s/2$, s-a stabilit avîndu-se în vedere faptul că secțiunea restantă este delimitată de o porțiune a cercului de racordare a vîrfului sculei, relațiile determinate pentru o variație a lui x între zero și $s/2$ extinzîndu-se de fapt la întregul profil într-o secțiune perpendiculară pe suprafața prelucrată.

Ținîndu-se cont de relațiile (2) și (3), se va putea scrie :

$$\frac{2}{s}\int_0^{\frac{s}{2}} (m^2 - 2m\sqrt{R^2 - x^2} + R^2 - x^2)\,dx =$$

$$= \frac{2}{s}\left[m^2 x \Big|_0^{\frac{s}{2}} - 2m\int_0^{\frac{s}{2}} \sqrt{R^2 - x^2}\,dx + R^2 x \Big|_0^{\frac{s}{2}} - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{3} x^3 \Big|_0^{\frac{s}{2}} \right]$$

$$\frac{2}{s}\int_0^{\frac{s}{2}} y^2 dx = \frac{2}{s}\left[m^2 \frac{s}{2} + R^2 \frac{s}{2} - \frac{s^3}{8}\cdot\frac{1}{3} - \right.$$

$$\left. - 2m\int_0^{\frac{s}{2}} \sqrt{R^2 - x^2}\,dx \right] \qquad (4)$$

Pentru rezolvarea integralei $\int_0^{\frac{s}{2}} \sqrt{R^2 - x^2}\,dx$, se recurge la schimbarea de variabilă $x = R\cdot\sin t$, ceea ce conduce la :

$$dx = R\ cost\ dt$$

Pentru $x=0$, $R\cdot\sin t = 0$, deci $t=0$; pentru $x = \frac{s}{2}$, $R\sin t = \frac{s}{2}$ și $t = \arcsin\frac{s}{2R}$

Se poate scrie așadar :

$$\int_0^{\frac{s}{2}} \sqrt{R^2 - x^2}\,dx = \int_0^{\arcsin\frac{S}{2R}} \sqrt{R^2 - R^2\sin t}\cdot$$

$$\cdot R\cos t\,dt = R^2\int_0^{\arcsin\frac{S}{2R}} \cos^2 t dt =$$

$$= R^2\left[\frac{1}{4}\sin 2t \Big|_0^{\arcsin\frac{S}{2R}} + \frac{t}{2}\Big|_0^{\arcsin\frac{S}{2R}} \right]$$

Efectuînd calculele, se obține :

$$\int_0^{\frac{s}{2}} \sqrt{R^2 - x^2}\,dx = R^2\left[\frac{1}{4}\frac{S}{R}\frac{\sqrt{4R^2 - s^2}}{2R} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2}\arcsin\frac{S}{2R} \right] \qquad (5)$$

Introducînd această expresie în membrul drept al egalității (4), se ajunge la :

$$f_1(x) = \frac{2}{S}\int_0^{\frac{s}{2}} y^2 dx = \frac{2}{S}\left[\frac{m^2 S}{2} + \frac{R^2 S}{2} - \frac{S^3}{24} - \right.$$

$$\left. - 2mR\left(\frac{1}{4}\frac{S}{R}\frac{\sqrt{4R^2 - s^2}}{2R} + \frac{1}{2}\arcsin\frac{S}{2R} \right) \right]$$

Minimul ultimei expresii se obține pentru acea valoare a lui m pentru care derivata de ordinul I a funcției în raport cu m devine nulă :

$$\frac{\partial f_1(x)}{\partial m} = \frac{2ms}{2} - 2R^2\left(\frac{1}{4}\frac{S}{R}\frac{\sqrt{4R^2 - s^2}}{2R} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2}\arcsin\frac{S}{2R} \right) = 0$$

$$m = \frac{2R^2}{s}\left(\frac{1}{4}\frac{S}{R}\frac{\sqrt{4R^2 - s^2}}{2R} + \frac{1}{2}\arcsin\frac{s}{2R} \right)$$

$$\boxed{ m = \frac{\sqrt{4R^2 - s^2}}{4} + \frac{R^2}{s}\arcsin\frac{s}{2R} } \qquad (6)$$

Pentru determinarea expresiei lui R_a se apelează la raportul dintre suprafețele cuprinse între arcul de cerc AC și axa absciselor, pentru o lungime egală cu $s/2$ a segmentului corespunzător de pe axa absciselor (fig. 1), conform relației $R = \frac{1}{l}\int_0^l |y/dx$ din STAS 5730—66 ; se poate observa că profilul secțiunii restante pentru o anumită lungime de bază constituie de fapt o repetare a profilului corespunzător unei lungimi $l = s/2$.

Dacă se notează cu S_1 aria jumătății segmentului de cerc AOB, cu S_2 aria triunghiului BCE cu o latură curbilinie, cu S_3 aria patrulaterului $OBCD$ cu o latură curbilinie, cu S_4 aria jumătății segmentului de cerc ACD și cu S_5 aria dreptunghiului $OECD$ (fig. 1), se poate scrie că :

$$R_a = \frac{2}{S}(S_1 + S_2) = \frac{2}{S}[S_1 + (S_5 - S_3)] =$$

$$= \frac{2}{S}[S_1 + S_5 - (S_4 - S_1)]$$

$$R_a = \frac{2}{S}(2S_1 + S_5 - S_4)$$

Cu ajutorul unor formule corespunzătoare [2], dar exprimînd, ca și în relațiile anterioare, unghiul în radiani, se poate scrie :

$$S_1 = \frac{1}{4}R^2\left[2 \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R} - \sin\left(2 \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R}\right)\right]$$

$$S_4 = \frac{1}{4}R^2\left[2 \arcsin \frac{S}{2R} - \sin\left(2 \arcsin \frac{S}{2R}\right)\right]$$

$$S_5 = \frac{S}{2}\left(m - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}\right)$$

$$R_a = \frac{2}{S}\left\{2 \cdot \frac{1}{4}R^2\left[2 \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R} - \sin\left(2 \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R}\right)\right] + \right.$$

$$\left. + \frac{S}{2}\left(m - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}\right) - \frac{1}{4}R^2\left[2 \arcsin \frac{S}{2R} - \sin\left(2 \arcsin \frac{S}{2R}\right)\right]\right\}$$

$$R_a = \left(m - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}} - \frac{R^2}{2s}\left[2 \arcsin \frac{S}{R2} - \sin\left(2 \arcsin \frac{S}{2R}\right)\right] + \frac{R^2}{S}\left[2 \arcsin \cdot \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R} - \sin\left(2 \arcsin \frac{\sqrt{R^2 - m^2}}{R}\right)\right]\right) \quad (7)$$

Verificarea experimentală și concluzii

Utilizîndu-se relația (7), în care s-au considerat $R = 1$ mm și un set de 10 valori ale avansului de lucru (0,05 ; 0,1 ; 0,15 ; 0,20 ; 0,25 ; 0,30 ; 0,35 ; 0,40 ; 0,45 ; 0,50 mm/rot), s-au determinat valorile lui m și R_a cu ajutorul unui calculator electronic de birou (tabelul 1).

Reprezentarea grafică a datelor din tabelul 1 conduce la curba notată cu 1 în figura 2. Curba 2 din aceeași figură a fost trasată pe baza datelor experimentale ridicate la strunjirea frontală a oțelului OLC 45, cu un

Valorile teoretice ale parametrilor m și R_a

Tabelul 1

Avansul s în mm/rot	m, în mm	R_a, în μm
0,05	0,9998958	0,08
0,10	0,9995832	0,32
0,15	0,9990617	0,72
0,20	0,9983308	1,28
0,25	0,9973897	2,01
0,30	0,9962372	2,89
0,35	0,9948721	3,95
0,40	0,9932927	5,17
0,45	0,9914972	6,56
0,50	0,9894834	8,12

cuțit armat cu plăcuțe din carburi metalice, cu $\gamma = 7°$, la viteza $v = 180$ m/min (3 m/s). Utilizarea unei viteze ridicate de așchiere este impusă de condiția eliminării oricărei posibilități de apariție a tăișului de depunere, fenomen care influențează negativ calitatea suprafeței obținute și ale cărui legități de formare sînt încă insuficient stabilite. De asemenea, în conformitate cu cele cunos-

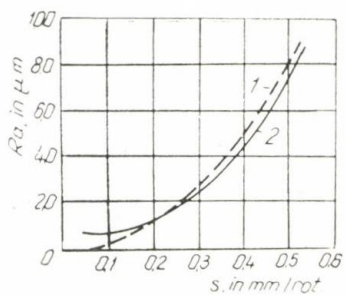


Fig. 2 Dependența teoretică (curba 1) și cea reală (curba 2) a parametrului de rugozitate R_a de mărimea avansului de lucru s. Material prelucrat : OLC 45 ; $t = 0,7$ mm ; $v = 3$ m/s.

cute din teoria așchierii [1], la viteze mari de așchiere, influența pozitivă a creșterii vitezei de lucru prevalează asupra eventualei influențe negative a altor factori.

Se poate observa că pentru avansuri mici, deși alura curbei se păstrează, există unele diferențe între curba teoretică și cea experimentală. Acestea se justifică atît prin

influența materialului prelucrat, care se comportă totuși ca un material real, cu anumite neomogenități, cu o anumită duritate etc., cît și prin influența microasperităților de pe suprafața de așezare a sculei. Cele mai mici neregularități ale acestei suprafețe conduc la înrăutățirea rugozității suprafeței prelucrate și ca atare la o discordanță între valorile teoretice și cele experimentale ale parametrului R_a, mai ales în zona avansurilor mici, cînd ordinul de mărime al microasperităților de pe suprafața sculei se apropie de ordinul de mărime al parametrului R_a.

Concluzii

Importanța stabilirii unei relații pentru calculul parametrului R_a constă în faptul că ea permite o cunoaștere anticipată a rugozității suprafeței ce se poate obține prin prelucrarea în anumite condiții. Utilizarea unei relații de tipul relației (7) este însă posibilă, datorită complexității ei, numai în ipoteza existenței unui calculator care să faciliteze efectuarea calculelor. Prin folosirea relației de tipul celei descrise în lucrare, este posibilă alegerea parametrilor optimi de lucru (rază de racordare a vîrfului sculei, avans de lucru) care să permită realizarea rugozității prescrise de proiectant pe desenul de execuție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Belousov, V.:* Proiectarea sculelor. I. Bazele proiectării sculelor așchietoare. Institutul politehnic Iași, rotaprint, 1968, p. 162—166.

[2] *Buzatu, V., Zenovei, C.:* Tabele pentru ateliere mecanice. Editura tehnică, București, 1970, p. 18.

[3] *Dimitrov, D.:* Metodologie de calculare analitică a parametrului R_a la prelucrarea prin așchiere cu cuțitul (traducere din limba bulgară). În: Construcția de mașini, R.S.R., vol. 25, nr. 5, mai 1973, p. 295—300.

[4] *Enache, S.:* Calitatea suprafețelor prelucrate. Editura tehnică, București, 1966, p. 60.

CZ : 621.91.07 : 621.795

Influența materialului prelucrat asupra forței F_z Precizări privind influența materialului prelucrat asupra mărimii componentei principale a forței de așchiere la strunjirea de finisare

Conf. dr. ing. Mihai **TEODORESCU**, ș. l. dr. ing. Emil **ȚÂRU** — Universitatea Galați

Ing. Lucian **DECUSEARĂ** — Intreprinderea de dispozitive, ștanțe, matrițe și scule așchietoare — Focșani

Considerații generale

Mărimea componentei principale a forței de așchiere este folosită drept criteriu de prelucrabilitate, mai ales la lucrările de degroșare, deoarece determină consumul de energie necesară prelucrării. Cu toate că la lucrările de finisare forțele de așchiere nu au valori mari, totuși cunoașterea lor este cerută de calculele tehnologice în vederea obținerii unei anumite precizii de execuție.

Influența materialului prelucrat asupra componentei principale a forței la strunjire este redată prin intermediul coeficientului C_F în relații de tipul:

$$F_z = C_F t^x s^y, \tag{1}$$

$$F_z = C_F H B^{x_z}, \tag{2}$$

sau:

$$F_z = F_{z_e}\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{r_e}}\right)^{n_F}, \tag{3}$$

în care:

F_{z_e} este forța de așchiere la prelucrarea unui material considerat ca etalon;

σ_{r_e} — rezistența de rupere a materialului considerat ca etalon.

Analizînd și diferitele relații de calcul ale componentei principale, pentru cazul strunjirii ortogonale, așa cum sînt prezentate de literatură [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7] rezultă că:

— valoarea forței depinde direct de o caracteristică a materialului prelucrat, prin valoarea unui indice de rezistență σ_r, HV, τ_Φ și indirect prin intermediul coeficientului de frecare interioară;

— valoarea forței depinde de parametrii legați de cuplul material piesă — material sculă, prin intermediul coeficientului de frecare pe fața de degajare și pe fața de așezare;

— depinde de secțiunea așchiei ($a.b$);

— depinde de geometria sculei, precum și de desfășurare a procesului de așchiere (prin intermediul unui parametru al geometriei sculei și prin coeficientul de trasare al așchiei).

Relațiile pentru calculul forței de așchiere, oricîți coeficienți ar cuprinde, în forma prezentată de literatură exprimă doar faptul că forțele cresc odată cu creșterea rezistenței de rupere a materialului (σ_r) sau a durității sale.

Cercetările preliminare efectuate [8] au arătat că modul de influență a materialului prelucrat asupra mărimii componentei principale a forței de așchiere la strunjire, este necorespunzătoare, iar rezultatele sînt de multe ori contradictorii. În lucrarea de față, se analizează influența stării structurale și a caracteristicilor de rezistență la oțelul OLC 45, cu diferite stări structurale, asupra componentei principale a forței la strunjirea de finisare.

Condiții experimentale

Materialul folosit pentru experimentare a fost oțelul OLC 45 STAS 880—66, sub formă de bară cu diametrul de 60 mm. Epruvetele au fost aduse, prin tratamente termice, în zece stări structurale diferite (tabelul 1), cu caracteristici care variază în limite foarte largi: duritatea Brinell între 170 și 380 daN/mm², rezistența de rupere la tracțiune între 60 și 180 daN/mm². În vederea stabilirii condițiilor de tratament termic s-a luat în considerare diagrama termocinetică a oțelului [9, 10], iar pentru stabilirea formei și dimensiunilor epruvetei s-a ținut seama de banda de călibilitate a acestui oțel [9]. Experimentarea s-a făcut prin strunjire longitudinală pe un strung SN 400, folosind cuțite de strung armate cu plăcuțe din carburi metalice P 10, cu următoarea geometrie a părții active: $\varkappa = 70°$; $\varkappa_1 = 10°$; $\gamma = 0°$; $\alpha = \alpha_1 = 8°$; $r = 1$ mm; $\lambda = 0°$.

Componenta principală a forței de așchiere a fost măsurată cu un dinamometru monocomponent [11], realizat pentru a asigura sensibilitate și stabilitate ridicată în condiții de lucru specifice strunjirii de finisare [12].

Rezultate experimentale

Rezultatele obținute în urma experimentării oțelului OLC 45 cu diferite stări structurale și deci diferite proprietăți obținute prin tratamente termice sînt prezentate în diagrama din figurile 1 și 2.

Din analiza rezultatelor prezentate în figurile 1 și 2 se obține o imagine generală cu privire la modul în care microstructura și duritatea materialului prelucrat influențează asupra mărimii componentei principale a forței de așchiere la strunjirea de finisare. Rezultă că, odată cu creșterea durității de așchiere. Scăderea este cu atît mai bine evidențiată cu cît se trece de la avansurile mici ($s = 0{,}1$ mm/rot) spre avansurile ceva mai mari ($s = 0{,}2$ și $0{,}3$ mm/rot). Forța cea mai

Tabelul 1

Tratamentul termic aplicat	Modul de răcire	Structura	Duritatea HB [daN/mm²]	σ_r [daN/mm²]	δ_5%	Z [%]
Călire 850°C + revenire la 600°C/1 oră	apă; aer	Structuri de revenire	250	80,5	24	61,5
Călire 850°C + revenire la 500°C/1 oră	apă; aer	Structuri de revenire	299	101	17,6	51
Călire 850°C + revenire la 400°C/1 oră	apă; aer	Structuri de revenire	334	132	10,8	22,7
Călire 850°C + revenire la 300°C/1 oră	apă; aer	Structuri de revenire	386	183	6,8	19
Călire de la 850°C	ulei	Troostită + bainită + martensită	270	105	13,2	40,6
Normalizare de la 850 ... 860°C	aer	Ferită + perlită	197	71,8	23,4	43,7
Recoacere completă de la 850 ... 860°C	continuă	Ferită + perlită	174	62,8	23	36
Recoacere izotermă de la 850 ... 860°C	izotermă la 600°C	Ferită + perlită	182	66,9	24,8	44,8
Recoacere de la 600°C	aer	Ferită + perlită	192	69	20,8	22,7
Starea de livrare	—	Ferită + perlită	198	70,6	22	22,8

mare se obține în general pentru cazul structurii ferito-perlitice, cu cantitatea cea mai mare de ferită liberă și duritatea cea mai mică, obținută în urma tratamentului termic de recoacere completă.

Pentru cazul structurilor de revenire, forța cu valoarea cea mai mare, se obține pentru structura rezultată prin călire și re-

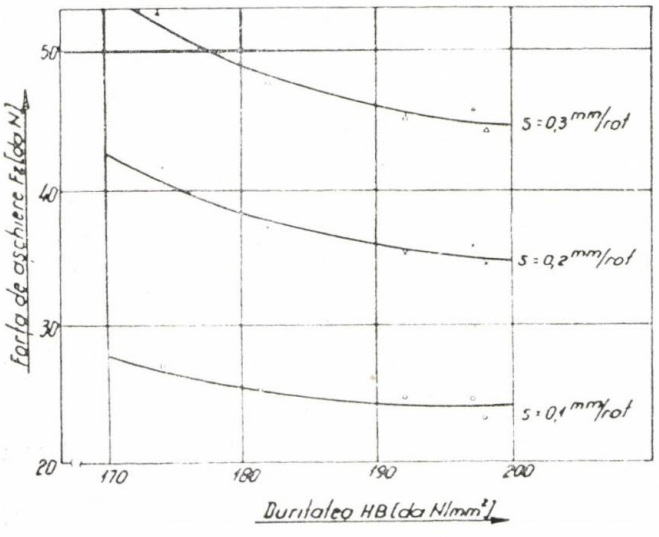


Fig. 1 Variația componentei principale a forței de așchiere cu duritatea pentru oțelul OLC 45 cu diferite structuri ferito-perlitice.

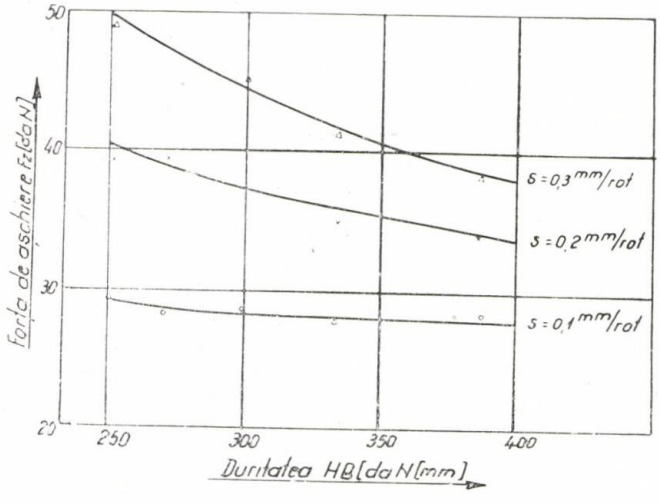


Fig. 2 Variația componentei principale a forței de așchiere cu duritatea pentru oțelul OLC 45 cu diferite structuri de călire și revenire.

venire la 600°C, care de asemenea prezintă duritatea cea mai mică dintre structurile obținute prin căliri și reveniri. Acest mod de variație a fost confirmat și prin rezultatele cercetărilor privind influența stării structurale a materialului prelucrat asupra mărimii momentului și a forței de așchiere la prelucrarea roților dințate cu freze-melc modul [13].

Reprezentarea în coordonate dublu logaritmetice a dependențelor din figurile 1 și 2 permite să se scrie o relație de dependență a forței principale cu duritatea, de forma:

$$F_z = \frac{C_F}{HB^{n_F}} \quad [\text{daN}], \qquad (4)$$

în care coeficientul C_F și exponentul n_F depind atît de structura materialului prelucrat cît și de avans (tabelul 2).

Interpretarea rezultatelor obținute

Forța cea mare se obține pentru acele stări structurale care sînt caracterizate prin cea mai mare stabilitate termodinamică, din grupul cu structuri de același tip. Astfel,

Tabelul 2

Tipul structurii	Structuri ferito-perlitice			Structuri de călire și revenire		
Avansul s[mm/rot]	0,1	0,2	0,3	0,1	0,2	0,3
C_F	$1{,}1 \cdot 10^3$	$1{,}99 \cdot 10^4$	$2{,}55 \cdot 10^6$	52,7	307	1299
n_F	0,72	1,21	2,08	0,10	0,37	0,59

pentru structurile de tipul ferito-perlitic acesta este cazul structurilor, obținute prin recoacere completă, care au și duritatea cea mai mică. Pentru structurile obținute prin căliri și reveniri, valoarea cea mai mare a componentei principale a forței de așchiere, se obține pentru cazul călirii și revenirii la 600°C, cu structură sorbitică și duritatea cea mai mică din acest grup.

Odată cu creșterea temperaturii de revenire, care atrage după sine micșorarea gradului de dispersie al amestecului ferito-carburic, se obține o mărire a plasticității materialului prelucrat (alungirea la rupere δ_5 crește de la 6,8 pînă la 24% iar gîtuirea la rupere Z crește de la 19 pînă la 61,5%), iar așchierea are loc cu deformații plastice a materialului prelucrat, cu atît mai importante cu cît acesta are capacitatea mai mare de a se deforma. La avansurile mai mari, la structurile cu gradul mai mare de dispersie ale amestecului ferito-carburic, așchierea are loc fără deformații importante ale materialului prelucrat, materialul avînd duritate mare și deci fragilitate ridicată. În cazul avansurilor mici, datorită valorii ridicate a temperaturii din zona de așchiere, are loc o transformare inversă celei de la revenire, cu atît mai rapid cu cît gradul de dispersie a fost mai mare, adică temperatura de revenire mai

joasă. Suprafața, în care are loc transformarea din structuri de revenire în austenită, va fi comparabilă ca mărime cu suprafața detașată de către sculă, în cazul în care avansurile sau adîncimile de așchiere sînt mici. Întrucît noua structură, obținută din transformarea inversă are capacitate mare de deformare plastică, se vor obține valori ridicate ale componentei principale a forței de așchiere, comparabile ca mărime cu ale materialelor caracterizate prin plasticitate ridicată.

Concluzii

Relațiile pentru calculul forței de așchiere, așa cum sînt prezentate în literatură, indică faptul că forța crește odată cu forța unei caracteristici de rezistență a materialului prelucrat. În lucrare se aduc precizări privind influența caracteristicilor de rezistență și a microstructurii oțelului OLC 45, cu foarte largă utilitate în construcția de mașini, asupra componentei principale a forței de așchiere la strunjirea de finisare.

Din analiza rezultatelor obținute se desprinde concluzia importantă că pentru același tip de stări structurale, în cazul strunjirii de finisare, componenta principală a forței de așchiere scade odată cu creșterea durității materialului prelucrat. Scăderea forței cu creșterea durității este neglijabilă în cazul avansurilor mici (s=0,1 mm/rot), devenind mai importantă la avansuri mai mari (s = 0,2 și 0,3 mm/rot).

Se stabilește relația de dependență, indicîndu-se valorile coeficientului C_F și ale exponentului n_F.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cașler, Gh.:* Contribuții la studiul experimental al dinamicii așchierii oțelurilor românești din construcția de mașini (rezumatul tezei de doctorat), Institutul politehnic Iași, 1972.

[2] *Lăzărescu, I.:* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor, București, Edit. didactică și pedagogică, 1964.

[3] *Zvorîkin, O. K.:* Teoreticeskie formulî usilia rezania. In: Izvestia VUZ — Maşinostroenie, nr. 4, 1964, p. 138—146.

[4] *Merchant, M. E.:* Mechanics of the Metal Cutting Process. In: Journal of Applied Physics, 6 vol. 16, 1945, p. 267—318.

[5] *Nakayama, K.:* Studies on the Mechanism of Metal Cutting, In: Bull. Fac. Engng. Yokohama National Univ., 8, 1959, p. 1—26.

[6] *Abuladze. N. G.:* Nekotorîe voprosî mehaniki protessa obrazovania slivnoi strujki. Autoreferatul dizertației pentru obținerea titlului de candidat în științe tehnice, Toms, 1962.

[7] *Rozenberg, A.M., Eremin, A.N.:* Elmentî teorii protessa rezania metallov, Moskva, Maşghiz, 1956.

[8] *Teodorescu, M., Țâru, E.:* Contribuții la studiul influenței structurii materialului prelucrat asupra mărimii forțelor de așchiere la strunjire. In: Lucrări științifice. I.P. Galați, Vol. 5, 1972, p. 377—382.

[9] *Mantea, St., Dulămiță, P.:* Teoria și practica tratamentelor termice, București, Editura tehnică, 1966.

[10] *Popov, A.A., Popova, A.E.:* Spravocinik termista, Moskva, Maşghiz, 1961.

[11] *Teodorescu, M., Țâru, E.:* Dispozitiv pentru măsurarea forțelor de așchiere la strunjire. Brevet R.S.R., nr. 67893/1971.

[12] *Teodorescu, M.:* Contribuții la studiul influenței stării structurale a unor oțeluri hipoeutectoide asupra prelucrabilității prin așchiere. Teză de doctorat, Inst. polit. „Traian Vuia" Timișoara, 1973.

[13] *Țâru, E., Teodorescu, M., Rotaru, G.:* Influența materialului prelucrat asupra momentului și forței de așchiere la danturarea roților cilindrice cu freza-melc modul. In: Buletinul sesiunii științifice comune a Intreprinderii mecanice Nicolina și a Facultății de mecanică, Iași, aprilie 1974, p. 209—217.

[14] *Țâru, E.:* Studiul teoretic și experimental al dinamicii danturării roților cilindrice cu freză-melc modul. Teză de doctorat, I.P. Cluj, 1974.

CZ : 621.91.07 : 621.923.4

Stabilirea regimului optim de așchiere la rectificarea plană cu discuri diamantate

Dr. ing. Alexandru **DORIN**, ing. I. **MARINESCU** — Institutul Politehnic — București

Rezistența mare la uzură și la compresiune, precum și stabilitatea termică foarte ridicată a materialelor abrazive extradure au contribuit la folosirea pe scară largă a acestora pentru prelucrarea materialelor dure și extradure prin strunjire, alezare, frezare și rectificare.

Datorită rezistenței ridicate la uzură a materialelor abrazive extradure (diamant, nitrură cubică de bor) piesele pot fi prelucrate în condiții de precizie și productivitate ridicată. De exemplu discurile din materiale abrazive extradure sînt folosite la:

1. rectificarea și ascuțirea sculelor din oțeluri rapide, în special a celor aliate cu vanadiu și cobalt. În cazul rectificării cu discuri diamantate a sculelor din oțel rapid s-a constatat o creștere a durabilității acestora de 2—3 ori [1];
2. rectificarea pieselor cu profil complex (broșe, cuțite roată, poansoane, palpatoare de copiat, roți dințate de precizie) care necesită o durabilitate mare a muchiilor așchietoare ale discurilor abrazive;
3. rectificarea profilului filetului sculelor de filetat și dispozitivelor de controlat filete;
4. rectificarea pieselor din producția de masă pe mașini-unelte care lucrează în cicluri automate sau semiautomate;

5. rectificarea pieselor de precizie din oțeluri inoxidabile, refractare sau bogat aliate (HRC 55) pentru care obținerea unei precizii ridicate prin rectificare cu discuri abrazive obișnuite este limitată de uzura rapidă a acestora.
6. rectificarea pieselor de dimensiuni mari și precizie ridicată (ghidajele mașinilor-unelte, șuruburilor conducătoare ale mașinilor-unelte de precizie);
7. rectificarea pieselor din materiale sensibile la tensiuni termice locale și șocuri termice (ferite, magneți turnați).

Pentru evaluarea proprietăților aşchietoare ale discurilor din abrazivi extraduri pot fi analizate:

— componentele forțelor de aşchiere, P_z și P_y;
— puterea consumată în procesul de rectificare, N_{rect}.
— coeficientul capacității de aşchiere, K;
— randamentul de rectificare, G.

Coeficientul capacității de aşchiere se definește ca fiind raportul dintre volumul de aşchii îndepărtat într-un minut și componenta P_y a forței de aşchiere:

$$K = \frac{\partial V_p}{\partial P_y} \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min. N}} \right] \qquad (1)$$

Conform literaturii [2, 3], G este raportul dintre volumul de material îndepărtat prin aşchiere și volumul de abraziv uzat:

$$G = \frac{V_p}{V_u} \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{cm}^3} \right] \qquad (2)$$

în care V_p este volumul de material rectificat, iar V_u este volumul uzat din discul abraziv pentru îndepărtarea lui V_p.

Uzura discului abraziv este un proces fizico-chimic și mecanic complex, a cărui evoluție depinde de caracteristicile discului, de proprietățile materialului de prelucrat, de regimul de aşchiere etc.

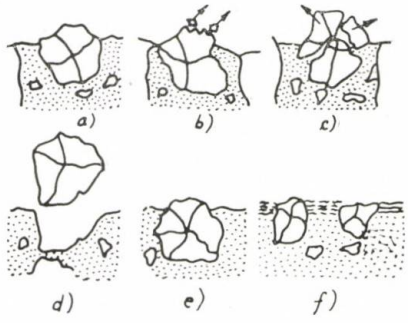


Fig. 1 Tipuri caracteristice de uzură a discurilor diamantate.

În funcție de condițiile de rectificare (proprietățile fizico-mecanice ale granulelor abrazive, materialul piesei prelucrate și liantului, regimul de aşchiere, comportarea dinamică a mașinii-unelte) uzura discurilor diamantate apare ca urmare a:

— tocirii prin frecare a vîrfurilor granulelor abrazive, cu formarea pe acestea a unor suprafețe cu o rugozitate mai mare sau mai mică (fig. 1 a);
— microdistrugerii granulelor, caracterizată prin desprinderea din ele a unor particule mici (fig. 1 b);
— distrugerii granulelor prin separarea din ele a unor particule comparabile cu dimensiunile granulelor (fig. 1 c);
— smulgerii integrale a granulelor din liant (fig. 1 d);
— distrugerii ca rezultat al reacțiilor chimice (fig. 1 e) care au loc la temperaturi înalte în zona de contact a granulelor cu materialul de prelucrat (uzura de difuziune, de adeziune);
— umplerii golurilor (porilor) dintre granule cu aşchii și produse de uzură (fig. 1 f).

Deci în timpul aşchierii diamantul se poate distruge ca urmare a uzurii mecanice, oxidării, a grafitizării (la o temperatură $\geqslant 700$°C), a difuziunii în materialul de prelucrat și a adeziunii.

Uzura mecanică abrazivă apare în special la rectificarea materialelor care nu formează carburi, dacă temperatura de aşchiere este mai mică de 650°C.

Mărirea temperaturii de aşchiere, în urma măririi vitezei de aşchiere sau a altor parametri ai regimului de rectificare, creează condiții pentru distrugerea granulei de diamant prin oxidare.

La rectificarea aliajelor dure cu regimuri de aşchiere la care apăsarea specifică în zona de aşchiere este mare, nedepășind totuși 600 kgf/mm², se produce grafitizarea granulelor de diamant datorită temperaturii ridicate de contact.

Uzura adezivă este predominantă la rectificarea materialelor care formează carburi sau a materialelor semiconductoare (germaniu, siliciu, indiu etc.).

La rectificarea unor anumite oțeluri, în special a celor cu concentrație mică de carbon sau a celor ai căror compuși tind să formeze carburi, diamantul prezintă o afinitate chimică față de materialul piesei prelucrate. Carbonul conținut de diamant difuzează în masa piesei. Tipul de uzură care apare în acest caz este uzura de difuziune. Suprafața diamantului are un aspect neted.

Uzura de difuziune este în general considerată a fi un proces foarte lent. Datorită temperaturii ridicate în procesul de rectificare ($\geqslant 900$°C) și afinității chimice a unor materiale cu conținut mare de carbon, uzura de difuzie poate fi predominantă [2].

Simultan cu uzura granulelor are loc și o uzură a liantului din suprafețele stratificate ale discului abraziv.

Stabilirea mărimii uzurii contribuie la determinarea consumului specific de material abraziv extradur q, care se definește ca un raport între unitatea de strat abraziv

uzat și M — masa de material așchiat din piesa supusă rectificării. Pentru discurile care lucrează cu periferia, consumul specific se determină cu relația [3]:

$$q = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot D \cdot H \cdot h_r \cdot C}{M} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{g}}\right], \quad (3)$$

în care:

D — este diametrul exterior al discului, mm;
H — lățimea discului, mm;
h_r — uzura radială a discului abraziv, mm;
C — concentrația în diamante a stratului abraziv, %.

În cazul rectificării plane pentru consumul specific de material abraziv (diamant) s-a determinat o formulă empirică de forma [4]:

$$q = C_q \cdot t^x \cdot w_1^y \cdot v_{aș}^z \cdot K_m \cdot K_B K_H \cdot K_1 \cdot K_r, \quad (4)$$

în care:

t — este adîncimea de așchiere, mm/c.d.;
w_1 — viteza de avans longitudinal a mesei, m/min.;
$v_{aș}$ — viteza de așchiere, m/s;
K_m, K_B, K_H, K_1, K_r — coeficienți care reflectă influența materialului piesei, a lățimii B a suprafeței prelucrate, a lățimii H a discului diamantat, a tipului liantului și respectiv a lichidului de răcire;
C_q — coeficient care reflectă proprietățile granulelor abrazive ale discului.

Exprimată în volumul de material abraziv uzat, mărimea uzurii intră la numitorul fracției care definește randamentul volumetric G.

Din figura 2 rezultă că:

$$V_u = \pi \cdot H \cdot h_r \cdot (D - h_r), \quad (5)$$

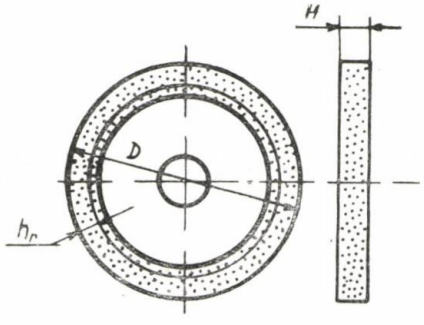


Fig. 2 Uzura h_r a discurilor abrazive folosite la rectificarea plană.

iar:

$$V_p = \frac{M}{\rho_m}, \quad (6)$$

în care ρ_m este densitatea materialului prelucrat.

Înlocuind în formula (2) expresiile lui V_p și V_u date de relațiile (6) și (5) se obține:

$$G = \frac{M}{\rho_m \cdot \pi \cdot h_r \cdot (D - h_r)} \quad (7)$$

Din formula (3) rezultă:

$$M = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot D \cdot H \cdot h_r \cdot C}{q} \quad (8)$$

Luînd în considerare relația (4) se obține:

$$M = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot D \cdot H \cdot h_r \cdot C}{C_q \cdot t^x \cdot w_1^y \cdot v_{aș}^z \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_H \cdot K_1 \cdot K_r} \quad (9)$$

Ținînd seama de relația (9) după simplificare expresia (7) devine:

$$G = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot C}{\rho_m \cdot \pi \cdot (D - h_r) \cdot C_q \cdot t^x \cdot w_1^y \cdot v_{aș}^z \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_H \cdot K_1 \cdot K_r} \quad (10)$$

sau:

$$G = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot C}{\pi \cdot \rho_m \cdot \left(1 - \frac{h_r}{D}\right) \cdot C_q \cdot t^x \cdot w_1^y \cdot v_{aș}^z \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_H \cdot K_1 \cdot K_r} \quad (11)$$

Avînd în vedere că raportul $h_r/D \ll 1$ se poate considera că $1 - \frac{h_r}{D} \cong 1$ și deci:

$$G = \frac{2{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot C}{\pi \cdot \rho_m \cdot C_q \cdot t^x \cdot w_1^y \cdot v_{aș}^z \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_H \cdot K_1 \cdot K_r} \quad (12)$$

Ecuația (12) reflectă influența parametrilor regimului de așchiere (t, w_1, $v_{aș}$) asupra randamentului volumetric de rectificare G.

Pornind de la expresia (12) în lucrare se prezintă o expresie politropică pentru G în funcție de parametrii regimului de așchiere în cazul rectificării plane, de forma:

$$G = a_0 \cdot w_1^{a_1} \cdot s_{tr}^{a_2} \quad (13)$$

în care:

a_1 — este o constantă;
a_1, a_2 — exponenți care depind de natura materialului prelucrat și de caracteristicile discului diamantat;
s_{tr} — este avansul transversal al saniei portpiatră.

Determinarea acestor exponenți și constante se face cu ajutorul teoriei corelației multiple rezolvînd sistemul de ecuații:

$$n \log a_0 + a_1 \Sigma \log x_1 + a_2 \Sigma \log x_2 = \Sigma \log G \quad (14)$$

$$\log a_0 \Sigma \log x_1 + a_1 \Sigma (\log x_1)^2 +$$
$$+ a_2 \Sigma \log x_1 \cdot \log x_2 = \Sigma \log x_1 \cdot \log G$$
$$\log a_0 \Sigma \log x_2 + a_1 \Sigma \log x_1 \cdot \log x_2 +$$
$$+ a_2 \Sigma (\log x_2)^2 = \Sigma \log x_2 \cdot \log G$$

în care cu x_1 și x_2 s-au notat w_1 și respectiv s_{tr}.

Pentru rezolvarea sistemului (14) trebuie determinate experimental valorile lui G, rezultate la prelucrarea cu diferite regimuri de rectificare impuse. Valorile G, w_1, s_{tr} servesc ca date de intrare în programul standard elaborat pentru soluționarea sistemelor de tipul (14) pe calculatorul numeric.

Discurile diamantate folosite au fost De Beers DXDA — MC 5 in × 1/4 in (127 mm × × 6,35 mm), 1 A1, 100 conc 80/100. Materialul pieselor rectificate a fost un oțel cu duritatea HRC 60. Regimul de așchiere s-a modificat în limitele :

Tabelul 1

Nr. exp.	w_1 n/min.	s_{tr} mm	G	Nr. exp.	w_1 n/min.	s_{tr} mm	G
1	5,6	1,5	376	11	6,4	2,25	334
2	16,15	2	309	12	18,3	2,5	287
3	9,5	1,75	358	13	7,2	3	307
4	18,3	2	305	14	18,3	1	375
5	16,15	1	368	15	18,3	3,5	200
6	4	2	373	16	8,7	3,5	296
7	8	2	326	17	18,3	4	125
8	18,3	3	275	18	10,3	2,5	375
9	14,3	1,5	373	19	18,3	1,5	350
10	12	2	306,7	20	18,3	2,25	306

Mărirea avansului transversal și respectiv longitudinal influențează randamentul prelucrării, consumul specific de diamant. Cu creșterea lui w_1 și respectiv a lui s_{tr} randamentul volumetric G scade (fig. 3).

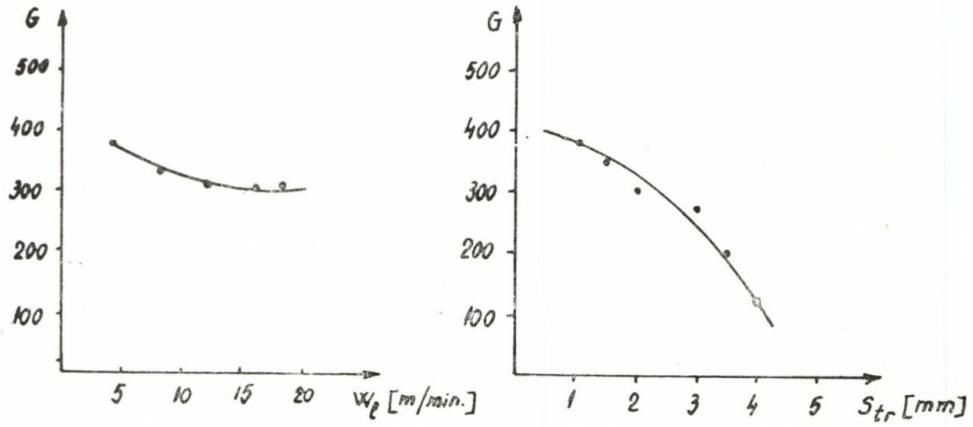


Fig. 3 Variația randamentului de rectificare G la rectificarea plană în funcție de w_1 și s_{tr}.

a) viteza de avans longitudinal a mesei între 4 și 18,3 m/min. ;

b) avansul transversal al saniei portpiatră între 1 și 4 mm. Viteza și adîncimea de așchiere s-au menținut constante la toate determinările ($v_{as} = 32$ m/s și respectiv $t = 50$ μm). Valorile tuturor parametrilor variați în cursul experimentărilor cît și valorile lui G obținute sînt indicate în tabelul 1.

În urma prelucrării rezultatelor s-a obținut următoarea relație :

$$G = \frac{424}{w_1^{0,05} \cdot s_{tr}^{0,29}} \qquad (15)$$

Din analiza relației (15), în cazul rectificării plane, rezultă că influența vitezei de avans longitudinal a mesei asupra lui G este mult mai mică în raport cu influența avansului transversal al saniei portpiatră.

În concluzie, pe baza relațiilor de forma (12) și respectiv (15) se stabilește regimul optim la rectificarea plană cu discuri diamantate, acesta fiind unul din factorii care determină eficiența operației de rectificare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lîsanov, V.* : Vîsokoproizvoditelinîi instrument iz elibora, Mașinostroenie, Moscova, 1975.

[2] *Busch, D., Thiel, N.* : Technical and economic aspects of grinding steel with diamond wheels, Diamonds in industry, Hornbeam Press Ltd. London.

[3] *Gavrilaș, I., Drăguț, E., Vieru, A., Bonoiu, V.* : Tehnologii de prelucrare cu scule din materiale dure și extradure, Editura tehnică, București, 1977.

[4] *Gordeev, A.* : Iznostoikosti almaznîh krugov s prerîvistoi rabocei poverhnostiu, Stanki i instrument, nr. 2, 1977.

[5] *Maslov, E., Postnikova, N.* : Osnovnîe napravleniia v razvitii teorii rezaniia abrazivnîm almaznîm i eliborovîm instrumentom, Mașinostroenie, Moscova, 1975.

CZ : 621.92

Ascuțirea cuțitelor roată standardizate

Șef lucr. dr. ing. Gheorghe **CALEA** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Erorile dinților cuțitului-roată se transmit direct roții danturate, deoarece fiecare dinte al roții dințate este profilat în final de un anumit dinte al sculei din care cauză precizia sculei trebuie să fie cît mai mare. În practică s-a dovedit ca rațională geometria dintelui cuțitului-roată cu unghiul de așezare la vîrf $\alpha_v = 6°$, care asigură un unghi de așezare minim pe cercul de divizare $\theta_0 = 2°$. Mărirea unghiului de așezare duce la micșorarea accentuată a distanței inițiale a sculei conform relației cunoscute $a = \frac{\xi_s \cdot m}{t_q \theta_v}$ și totodată la depășirea limitelor admisibile ale erorii de profil, așa cum se arată în capitolul 4 [1]. În cele ce urmează se deduce relația generală de calcul al unghiului de degajare realizat prin ascuțire pentru obținerea abaterii formei profilului roții dințate prelucrate în limitele admisibile, în cazul cuțitelor-roată standardizate.

Realizarea prin ascuțire a unghiului optim de degajare

Erorile de profil ale cuțitului-roată, care sînt inevitabile la execuția acestuia, pot fi reduse prin modificarea unghiului γ_v al feței de degajare, ascuțirea executîndu-se numai pe fața de degajare a sculei, pentru obținerea unui profil constant.

În capitolul [1] se arată că datorită procedeului tehnologic de profilare a flancurilor prin rulare (rectificarea cu scule abrazive avînd profil rectiliniu), se înlocuiește profilul din planul frontal cu un profil evolventic de înlocuire avînd mărimea unghiului de angrenare (αd_1) dat de relația (1) ;

$$\operatorname{tg} \alpha d_1 = \operatorname{tg} \alpha d (1 + \operatorname{tg} \gamma_v \cdot \operatorname{tg} \theta_v) \qquad (1)$$

Dacă se înlocuiește în relația de mai sus unghiul de așezare la vîrf (θ_v) funcție de unghiul de așezare lateral (θ_0) prin relația :

$$\operatorname{tg} \theta_v = \frac{\operatorname{tg} \theta_0}{\operatorname{tg} \alpha_d} \qquad (2)$$

se obține :

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \operatorname{tg} \alpha_{d_1} - \operatorname{tg} \gamma_v \cdot \operatorname{tg} \theta_0 \qquad (3)$$

Pentru a determina eroarea unghiului de angrenare (α_d) cauzată de variația unghiului de degajare (γ_v), se consideră că unghiul de angrenare este funcție de unghiul de degajare variabil și de α_{d_1} și α_0 considerate fixe, deci relația (3) se poate scrie sub forma :

$$\alpha d = f(\gamma_v, \alpha_{d_1}, \theta_0)$$

$$\alpha d = \operatorname{arc} \operatorname{tg} [\operatorname{tg} \alpha d_1 - \operatorname{tg} \gamma_v \cdot \operatorname{tg} \theta_0] \qquad (4)$$

Eroarea ($\Delta \alpha d$) care afectează unghiul de angrenare (αd) poate fi exprimată sub forma unei diferențiale totale a funcției (4), în care s-au înlocuit creșterile infinitesinale $d\alpha_d$ și $d\gamma_v$, cu mărimile finite $\Delta \alpha_d$, $\Delta \gamma_v$, care exprimă abaterile de la dimensiunile nominale ale unghiurilor respective :

$$\Delta \alpha_d = \Delta \gamma_v \frac{\cos^2 \alpha_d}{\cos^2 \gamma_v} \cdot \operatorname{tg} \theta_0 \qquad (5)$$

în diferențiala totală fiind neglijați termenii $\operatorname{tg}^2 \gamma_v$, $\operatorname{tg}^2 \theta_0$ și $\operatorname{tg} \alpha_s$, $\operatorname{tg} \gamma_v$, $\operatorname{tg} \theta_0$ (avînd valori foarte mici).

Cu valorile normalizate ale unghiurilor :

$$\alpha_d = 20° ; \ \gamma_v = 5° ; \ \theta_0 = 2°$$

relația (5) devine :

$$\Delta \alpha_d = -0{,}032 \Delta \gamma \qquad (6)$$

În cazul cuțitelor-roată cu dantură înclinată unghiul de angrenare normal (α_n) se determină funcție de unghiul de angrenare frontal ($\alpha_f = \alpha_a$) cu relația :

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_d \cos (\beta_0 \pm \theta_0) \cdot \frac{1}{\cos \theta_0} \qquad (7)$$

Făcînd același raționament ca în cazul cuțitelor-roată cu dinți drepți, prin diferențierea relației (7) se obține :

(8)

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha_n} \Delta \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_d (\sin \beta_0 \pm \cos \beta_0 \cdot \operatorname{tg} \theta_0) \Delta \beta_0,$$

sau :

$$\Delta \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_d (\cos^2 \alpha_n \cdot \sin \beta_0 \cdot \Delta \beta_0 \pm \cos \beta_0 \cos^2 \alpha_n \cdot$$

$$\cdot \operatorname{tg} \theta_0 \cdot \Delta \beta_0) \qquad (9)$$

În relația (9) se pot face aproximațiile :

$$\operatorname{tg} \alpha_d \cos^2 \alpha_n \cdot \sin \beta_0 \Delta \beta_0 \approx 0$$

$$\cos \beta_0 \cdot \cos^2 \alpha_n \approx 1 ,$$

obținînd în final variația unghiului de angrenare normal funcție de variația unghiului de înclinare al elicei dintelui sub forma :

$$\Delta_1\alpha_n = \pm \operatorname{tg}\alpha_d \cdot \operatorname{tg}\theta_0 \cdot \Delta\beta_0 \qquad (10)$$

Eroarea unghiului de angrenare funcție de variația unghiului de degajare și unghiului de înclinare în cazul cuțitelor-roată cu dinți înclinați va fi :

$$\Delta\alpha_n = -\operatorname{tg}\theta_0 \cdot \frac{1}{\cos^2\gamma_v} \pm \operatorname{tg}\alpha_d \cdot \operatorname{tg}\theta_0 \cdot \Delta\beta_0 \qquad (11)$$

Cu valorile normalizate ale unghiurilor α_d, θ_0, γ_v, rezultă :

$$\Delta\alpha_n = -0{,}032\ \Delta\gamma \pm 0{,}013\ \Delta\beta_0 \qquad (12)$$

Semnul (+) este pentru flancul stîng și (—) pentru flancul drept (fig. 1).

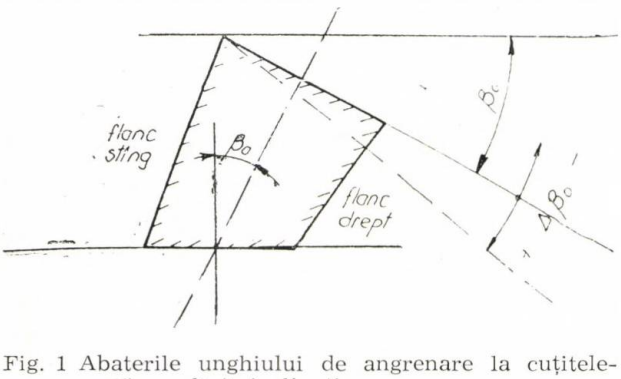


Fig. 1 Abaterile unghiului de angrenare la cuțitele-roată cu dinți înclinați.

Cu ajutorul relațiilor (6), (12) se pot compensa cele mai mici erori ale unghiului de angrenare prin corijarea unghiului feței de degajare cu valoarea corespunzătoare, rezultatele cercetării fiind ilustrate în tabelul 1 și graficul din figura 2.

Pentru ca variația unghiului de angrenare $\Delta\alpha_d(\Delta\alpha_n)$ să nu depășească limitele admisibile este necesar ca variația unghiului de degajare γ și unghiului de înclinare β_0 să se încadreze în limitele :

$$\left.\begin{aligned} T\gamma &= \pm 10' \\ T\beta_0 &= \pm 15' \end{aligned}\right\} \text{ față de valorile nominale.}$$

În urma reascuțirii cuțitului-roată se modifică și unghiul de angrenare efectiv în sensul măririi acestuia.

Între unghiul de așezare pe cilindrul de divizare θ_0, unghiul de angrenare α_d, înălțimea h în urma reascuțirii (fig. 3) și modificarea deplasării profilului ξm se deduc relațiile :

$$\operatorname{tg}\theta_v = \frac{\operatorname{tg}\theta_0}{\operatorname{tg}\alpha_d}$$

$$\operatorname{tg}\theta_v = \frac{\xi m}{h} \qquad (13)$$

În urma reascuțirii cuțitului-roată coeficientul de deplasare a profilului $X = \xi \cdot m$ se micșorează cu numărul de reascuțiri, ca urmare atît $\Delta\alpha$ cît și unghiul de angrenare efectiv realizat devin ceva mai mari.

Tabelul 1

Variația unghiului de degajare $\pm\Delta\gamma$	Variația unghiului de înclinare $\pm\Delta\beta_0$	Variația unghiului de angrenare: cuțite-roată cu dinți drepți $\Delta\alpha$	Variația unghiului de angrenare: cuțite-roată cu dinți înclinați $\Delta\alpha_n$
+15′	+1′	— 50″	— 29″
+31′	+2′	— 1′	— 58″
+47′	+3	—1′30″	— 1′27″
+1°2′	+4	— 2′	— 1′56″
+1°18′	+5	— 2′30″	— 2′26″
+2°34′	+6	— 3	— 2′55″
+2°5′	+7	— 3′30″	— 3′24″
+2°20′	+8	— 4	— 3′53″
+1°50′	+9	— 4′30″	— 4′22″
+2°35′	+10	— 5′	+ 31″
— 15′	— 1	+ 30″	— 4′50″
— 31′	— 2	+ 1′	+ 1′2″
— 47′	— 3	+ 1′30	+ 1′33″
— 1°2′	— 4	+ 2′	+ 2′4″
— 1°18′	— 5	+ 2′30″	+ 2′34″
— 1°34′	— 6	+ 3′	+ 3′5″
— 1°50′	— 7	+ 3′30″	+ 3′36″
— 2°5′	— 8	+ 4′	+ 4′7″
— 2°20′	— 9	+ 4′30″	+ 4′38″
— 2°35′	— 10	+ 5′	+ 5′10″

La o înălțime h obținută în urma reascuțirii, modificarea provocată unghiului de angrenare rezultă conform relației :

$$\Delta\alpha_h = \frac{\operatorname{tg}^2\theta_0 \cdot \operatorname{tg}\gamma_v}{\operatorname{tg}^2\alpha_d,\ \sin\alpha_d} \cdot \frac{h}{D_d} \qquad (14)$$

Cu valorile normalizate ale unghiului θ_0, γ_v, α_d, rezultă :

$$\Delta\alpha_h = 950\,\frac{h}{D_d}\ \text{(secunde)} \qquad (15)$$

Dacă se însumează eroarea unghiului de angrenare datorită unghiului de degajare ($\Delta\alpha\gamma$) și eroarea datorită reascuțirii ($\Delta\alpha_h$) se obține :

în care :

$I = m \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_d$ este lungimea profilului activ al cremalierei roții danturate ;

ε — grad de acoperire.

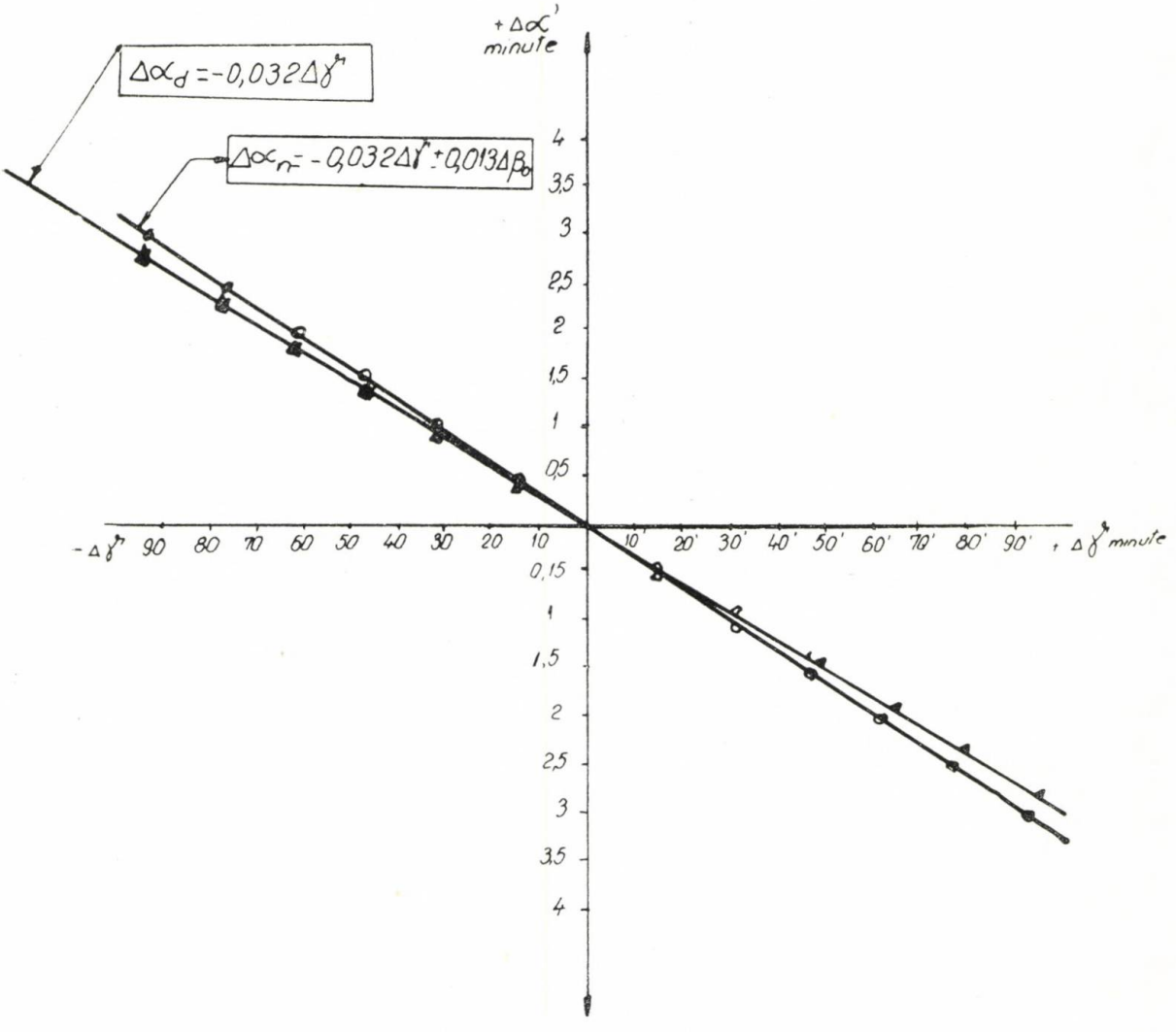


Fig. 2 Variația unghiului de angrenare funcție de variația unghiului de degajare în cazul cuțitelor-roată cu dantură dreaptă și înclinată.

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha\gamma + \Delta\alpha_h = \frac{\cos^2 \alpha_d}{\cos^2 \gamma_v} \cdot$$

$$\cdot \operatorname{tg} \theta_0 + 2 \frac{\operatorname{tg}^2 \theta_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma_v}{\operatorname{tg}^2 \alpha_d \cdot \sin \alpha_d} \cdot \frac{h}{D_d} \qquad (16)$$

Pentru ca modificarea unghiului de angrenare să poată fi comparată cu toleranțele angrenajelor, este necesar să se țină seama de devierea profilului cremalierei de referință care rezultă din modificările unghiului de angrenare (fig. 4) :

$$\Delta_p = 1 \cdot \Delta\alpha = m \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_d \frac{2 \operatorname{tg} \gamma_v \cdot \operatorname{tg}^2 \theta_0}{\sin \alpha_d \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_d} \cdot \frac{h}{m \cdot z} \qquad (17)$$

Gradul de acoperire al profilului la majoritatea angrenajelor cilindrice cu dinți drepți are valorile cuprinse între 1,14 ... 1,45. Pen-

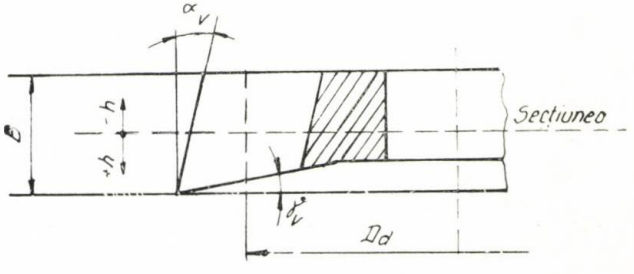


Fig. 3 Variația unghiului de angrenare funcție de înălțimea (h) în urma reascuțirii.

tru utilizarea cuțitului-roată ca sculă universală se stabilesc valori medii pentru gradul de acoperire ($\varepsilon = 1{,}3$).

Înlocuind în relația (17) valorile normalizate pentru unghiuri ($\gamma_v = 5°$, $\theta_0 = 2°$, $\alpha_d = 20°$, $\varepsilon = 1{,}3$) și devierea profilului (ΔP) prin toleranța formei profilului (T_{fp}) standardizată, se obține :

$$T_{fp} = 0{,}0063 \frac{h}{z} \qquad (18)$$

în care dacă se înlocuiește înălțimea h cu valoarea dedusă în relația (15) rezultă :

$$T_{fp} = 6{,}85 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\alpha \cdot m \qquad (19)$$

Cu relația (19) se poate calcula toleranța formei profilului funcție de variația unghiului de angrenare și modul.

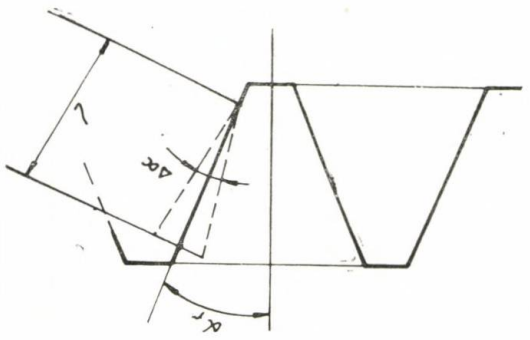


Fig. 4 Devierea profilului cremalierei de referință.

Pentru compararea toleranței formei profilului cuțitului-roată cu toleranțele standardizate pentru angrenaje, valorile obținute prin calcul trebuie să se încadreze într-o clasă superioară clasei de precizie a roții prelucrate.

Punînd condiția în relația (16) ca suma erorilor unghiului de angrenare să fie nulă ($\Delta\alpha = 0$), rezultă :

$$\Delta\gamma = \frac{\cos^2 \alpha_d}{\cos^2 \gamma_v} \operatorname{tg} \theta_0 = 2 \frac{\operatorname{tg}^2 \theta_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma_v}{\operatorname{tg}^2 \alpha_d \cdot \sin \alpha_d} \cdot \frac{h}{D_d} = 0,$$

în care se înlocuiește $\Delta\gamma = \gamma_{opt} - \gamma_0$, se obține relația de calcul al unghiului de degajare optim care asigură o eroare de profil minimă:

(20)

$$\gamma^0_{opt} = \gamma^0_0 - \frac{5 \cdot 73 \cdot \sin 2\gamma_0 \cdot \operatorname{tg}^2 \theta_0}{\sin \alpha_{d_1} \operatorname{tg} \theta_0 \cdot \cos^2 \alpha_d \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_{d_1}} \cdot \frac{h}{D_d}$$

în care :

γ_{opt} este unghiul de degajare optim în grade ;
γ_0 — unghiul de degajare normalizat ($\gamma_0 = 5°$) ;
h — înălțimea cuțitului-roată în urma reascuțirii ;
D_d — diametrul de divizare al cuțitului-roată.

Cu valorile normalizate ale unghiurilor, se obține relația practică de calcul al unghiului de degajare optim funcție de înălțimea h și diametrul de divizare :

$$\gamma_{opt} = 5° - 8{,}5 \frac{(H-10)}{D_d}, \qquad (21)$$

care reprezintată grafic are forma din figura 5.

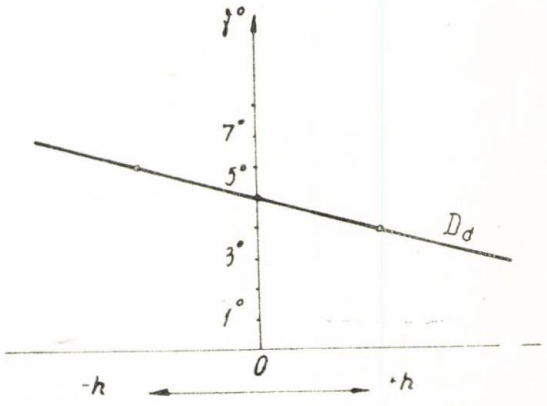


Fig. 5 Alegerea unghiului optim de degajare funcție de înălțimea (h) în urma reascuțirii.

Dacă în locul înălțimii h se reprezintă pe axa absciselor înălțimea totală H a cuțitului-roată (înălțime ușor măsurabilă cu șublerul sau micrometrul după fiecare reascuțire), se obține graficul din figura 6, care poate fi utilizat la ascuțirea corectă a cuțitelor-roată de

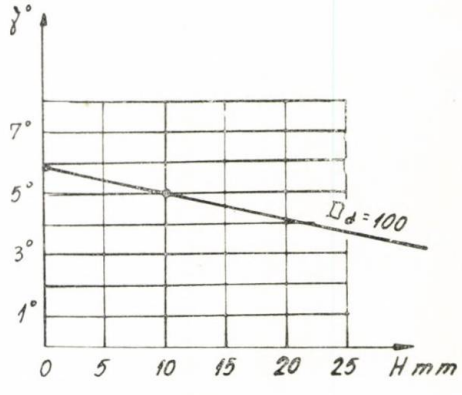


Fig. 6 Alegerea unghiului optim de degajare funcție de înălțimea totală măsurabilă (H) obținută în urma ascuțirii.

mortezat pentru realizarea geometriei optime, pentru toată gama de cuțite-roată standardizate.

Concluzii

Din studiul privind ascuțirea cuțitelor-roată standardizate se pot trage următoarele concluzii :

— valorile unghiului de degajare al cuțitelor-roată, prevăzut în STAS ca fiind constant pentru toate dimensiunile de scule indiferent de gradul de

ascuțire, nu asigură în toate cazurile toleranțele prescrise pentru profilul roților prelucrate ;

— unghiul de degajare optim este variabil și depinde de diametrul de divizare al cuțitului-roată și gradul de utilizare al acestuia (înălțimea după reascuțire) ;

— pentru obținerea preciziei profilului roții danturate în limitele admisibile, este necesar ca unghiul de degajare să fie ales conform relației (21), sau din graficul din figura 6, grafic ușor utilizabil în ascuțitorii.

[1] *Calea, G.* : Contribuții la optimizarea geometriei cuțitelor-roată pentru mortezarea danturilor. Teză de doctorat, I.P.B., 1975.

[2] *Calea, G.* : Metodă de ascuțire a cuțitelor-roată Sykes : In „Construcția de mașini", nr. 9, 1970.

[3] *Calea, G.* : Metodă nouă pentru optimizarea geometriei cuțitelor-roată cu dinți drepți. „Construcția de mașini", nr. 2, 1976.

[4] *Looman, I.* : V.D.I., Zeitschrift, 109, nr. 6, 1967.

CZ : 621.92

Mașina pentru ascuțirea cuțitelor-roată cu dinți drepți și înclinați

Șef lucr. dr. ing. Gheorghe **CALEA** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Erorile inevitabile care se datoresc existenței suprafeței de degajare conice [1], pot fi complet diminuate dacă se înlocuiește actuala formă constructivă a suprafețelor frontale active, printr-o suprafață plană, perpendiculară pe axa sculei, realizînd prin ascuțire pe ambele flancuri ale dintelui cîte un canal profilat la un unghi de degajare constant, acest canal urmărind flancurile evolventice ale dinților în planul frontal ; această ascuțire o denumim convențional „evolventoidală" (fig. 1).

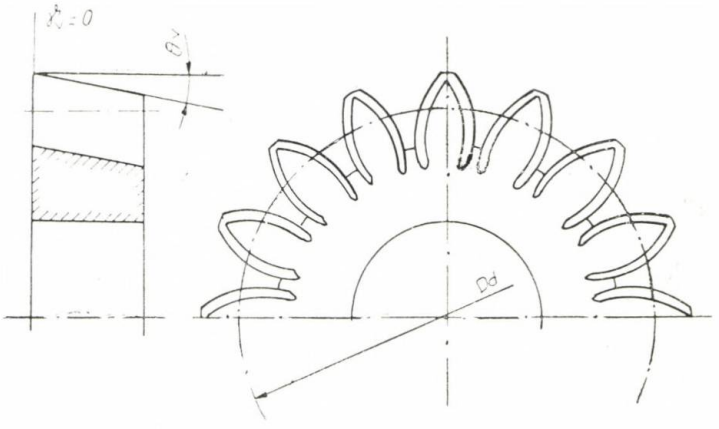


Fig. 1 Cuțit-roată ascuțit „evolventoidal".

Construcția și cinematica mașinii de ascuțit cuțite-roată

Pentru realizarea practică a geometriei optime la cuțitele-roată cu dantura dreaptă și înclinată, s-a conceput, proiectat și realizat la Catedra Tehnologia metalelor din Institutul Politehnic București o mașină originală pentru ascuțirea „evolventoidală" a acestor scule (fig. 2). Mașina generează profilul evolventic în planul frontal prin metoda rulării cercului de bază pe dreapta fixă, piatra abrazivă avînd poziția la „cota peste n dinți", deci materializează flancurile cremalierei cu unghiul de angrenare 0° (fig. 3).

Schema de principiu a mașinii de ascuțit evolventoidală este reprezentată în figura 4. Asigurînd urmărirea evolventei în planul frontal în felul următor : sania 1 susține cuțitul-roată care trebuie să fie ascuțit și se poate deplasa pe o direcție normală la axa acestuia pe ghidajele saniei 2. Axul principal 2 pe care se fixează cuțitul-roată, are la celălalt capăt solidar cu el un tambur de rulare 4. Tamburul de rulare este legat prin două benzi metalice subțiri 5, la rîndul lor fixate de suporții 6, solidari cu sania compensatoare 7. Sania 1 este supusă unei mișcări

alternative, prin intermediul unui mecanism cu pîrghie 8, acționat manual sau de un motor-reductor. Datorită mișcării de rotație a

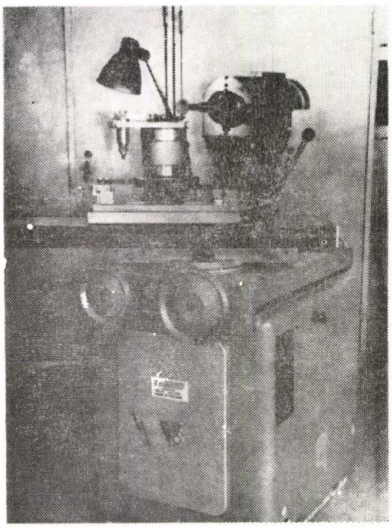


Fig. 2 Mașină pentru ascuțirea evolventoidală — vedere generală.

axului pe care este fixat cuțitul (păpușa port ax principal făcînd corp comun cu sania) și deci și a tamburului de rulare 5, acesta capătă o mișcare de rotație corespunzătoare rulării tamburului pe cele două benzi. Datorită saniei compensatoare 8 cu ajutorul mașinii se poate ascuți întreaga gamă de cuțite-

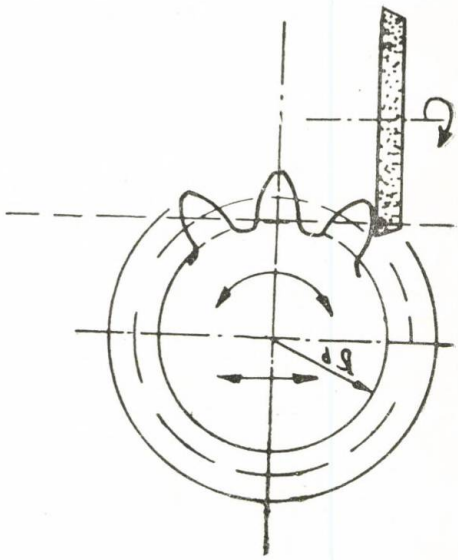


Fig. 3 Schema generării suprafeței de degajare evolventice.

roată cu dantura dreaptă și înclinată folosind un singur tambur de rulare, după cum o să rezulte din metoda de reglare a mașinii.

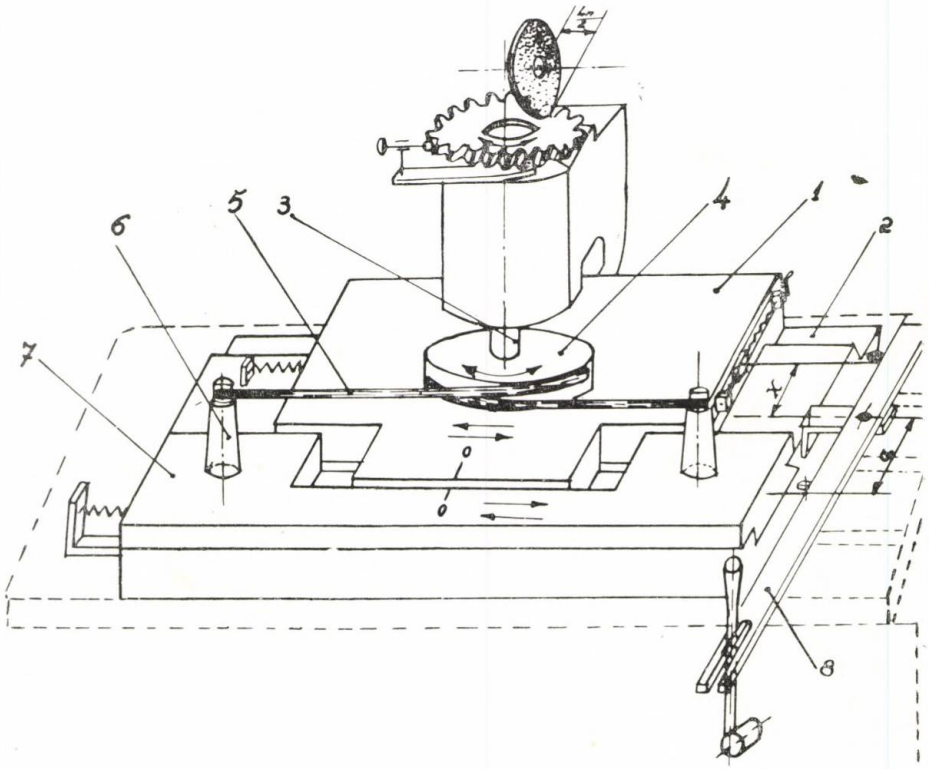


Fig. 4 Schema cinematică de principiu a mașinii de ascuțit evolventoidală.

Reglarea mașinii

Reglarea poziției inițiale a pietrei abrazive. Poziția inițială a pietrei abrazive se determină cu ajutorul unui șablon potcoavă 1, care fixează cota peste n dinți, în planul care prinde n dinți, se determină în general frontal (fig. 5). Deschiderea L_n a potcoavei cu relația :

$$L_n = m\,[(n - 0{,}5)\ C_n = \xi \cdot C\xi + Z \cdot C_{z\beta}], \quad (1)$$

cul de rectificat (3) se aduce în contact cu șablonul de reglare, ca în figură, cuțitul-roată se indexează în această poziție, apoi șablonul se îndepărtează după care urmează ascuțirea pe unul din flancurile dintelui. Pentru flancul opus se procedează în mod asemănător, discul de rectificat luînd poziția punctată.

Reglarea dispozitivului de compensare. Pentru evitarea schimbării tamburului de rulare pentru fiecare cuțit-roată supusă ascu-

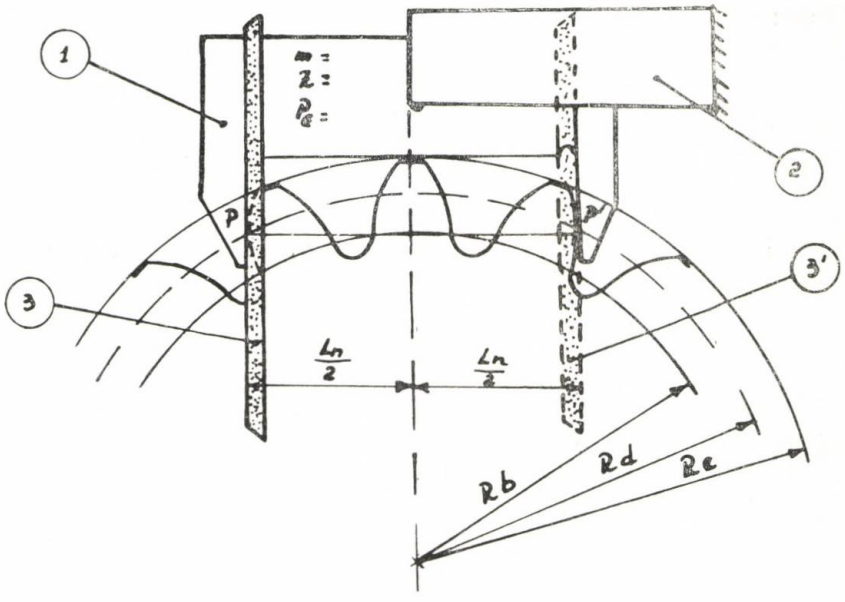


Fig. 5 Reglarea poziției inițiale a pietrei abrazive.

unde :

m — modulul frontal ;
ξ — coeficientul deplasării liniei de referințe (coeficientul deplasării sculei) ;
$C_n = \pi \cos \alpha$;
$C\xi = 2\sin \alpha$;
$C_{z\beta} = \cos \alpha \cdot \text{inv}\ \alpha$;
z — numărul de dinți al cuțitului-roată ;
n — numărul de dinți peste care se măsoară normala comună, care se determină cu relația $n = 0{,}5 + \frac{\alpha}{\pi} \cdot z$

Punînd condiția ca punctele de contact PP să se găsească pe cercul de rulare în secțiunea de referință $\xi = 0$ și înlocuind datele obținute pentru $\alpha = 20°$ în relația (1), se obține lungimea peste n dinți în funcție de modul și numărul de dinți al cuțitului-roată :

$$L_n = 0{,}342 \cdot m \cdot z \quad (2)$$

Pentru fiecare cuțit-roată se prevede cîte un șablon de reglare, marcat cu m, z, P_E (date referitoare la cuțitul-roată supus ascuțirii). Șablonul se sprijină pe cala fixă (2) care materializează axa de rotație a cuțitului-roată fixat pe axul principal al dispozitivului. Dis-

țirii ; aparatul, după cum s-a arătat mai înainte, este prevăzut cu un dispozitiv de compensare. Dacă V_T este viteza de translație a suportului 1 al cuțitului-roată (fig. 6), corespunzătoare desfășurării pe cercul de rulare și V_r viteza de desfășurare a benzilor metalice pe tamburul de rulare de rază R_T, în timp ce suportul benzilor 2 se deplasează cu viteza V_x, atunci avem :

$$V_r = V_T - V_x$$

de unde :

$$V_x = V_T - V_r \quad (3)$$

în care :

$$V_T = \pi \cdot D_T \cdot n \quad \text{și} \quad V_r = \pi \cdot D_b \cdot n$$

Deoarece piesa și tamburul de rulare se rotesc împreună rezultă, făcînd raportul :

$$\frac{V_T}{V_r} = \frac{D_T}{D_b}$$

de unde :

$$V_T = V_r \cdot \frac{D_T}{D_b} \quad (4)$$

Pentru calculul vitezei de deplasare a benzilor de rulare din relațiile (3) și (4) rezultă :

$$V_x = \left(\frac{D_T}{D_b} - 1\right) \cdot V_r \qquad (5)$$

$$x = \frac{V_r}{V_x} \cdot a = a \frac{D_b}{D_T - D_b} \qquad (7)$$

Luînd în considerare și grosimea benzilor de rulare rezultă în final :

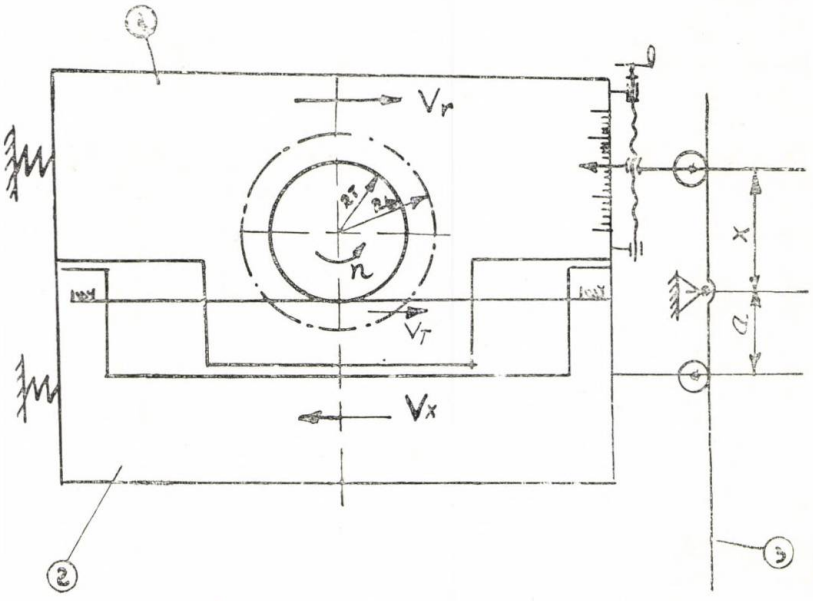


Fig. 6 Schema dispozitivului de compensare.

Cele două viteze V_r și V_x fiind proporționale cu brațele a și x ale pîrghiei 3, putem scrie egalitatea :

$$\frac{V_r}{V_x} = \frac{x}{a} \qquad (6)$$

Brațul x al pîrghiei fiind variabil, se obține variația raportului $\frac{x}{a}$ funcție de $\frac{V_r}{V_x}$, rezultînd mărimea acestui braț,

$$x = a \cdot \frac{D_b}{D_T + \delta - D_b} \qquad (8)$$

Mașina are următoarele elemente constructive :

a = 30 mm ;
D_T = 200 mm — diametrul tamburului de rulare ;
δ = 0,08 mm — grosimea benzilor de rulare.

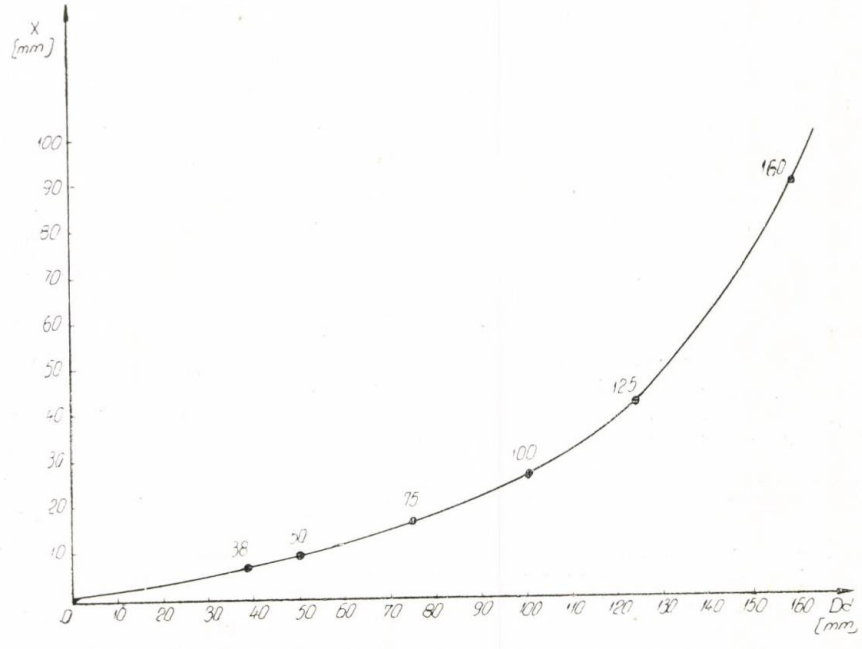


Fig. 7 Graficul alegerii brațului „x" a pîrghiei de rulare.

În cazul ascuțirii cuțitelor-roată standardizate, mărimea brațului x al pîrghiei de rulare se alege din figura 7.

Reglarea lungimii cursei de rulare. Alegerea cursei de rulare în vederea ascuțirii cuțitelor-roată se face conform relației :

$$l = \frac{z \cdot m}{2} \cdot 0{,}93969 \left| \frac{\pi}{2z} - 0{,}0149 + \right.$$

$$+ \frac{\sqrt{\left(\frac{z}{2} + 0{,}8\right)^2 - (0{,}4698 \cdot z)^2}}{0{,}4698 \cdot z} \qquad (9)$$

Numărul de dinți al cuțitelor-roată cu dinți înclinați este limitat de ghidajele elicoidale ale mașinii de danturat care utilizează aceste cuțite, conform relației :

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{\pi \cdot m \cdot z}{P_E} \quad \text{deci} \quad z = \frac{\operatorname{tg} \beta_0 P_E}{\pi \cdot m} \qquad (10)$$

Unghiul de înclinare pe cercul de divizare al dintelui cuțitului-roată, funcție de diametrul nominal (d_n) al cuțitului-roată și pasul elicei șablonului de ghidare, se alege conform graficului din figura 8 pentru majoritatea mașinilor de danturat la care pasul elicei ghidajelor este multiplu de π.

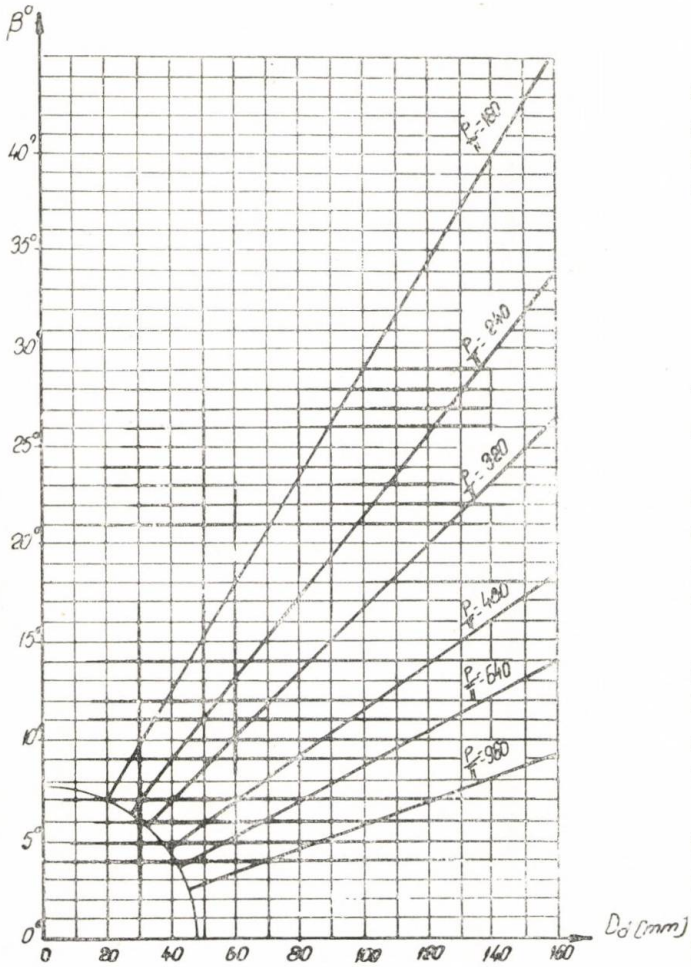


Fig. 8 Graficul alegerii șablonului de ghidare al sculei.

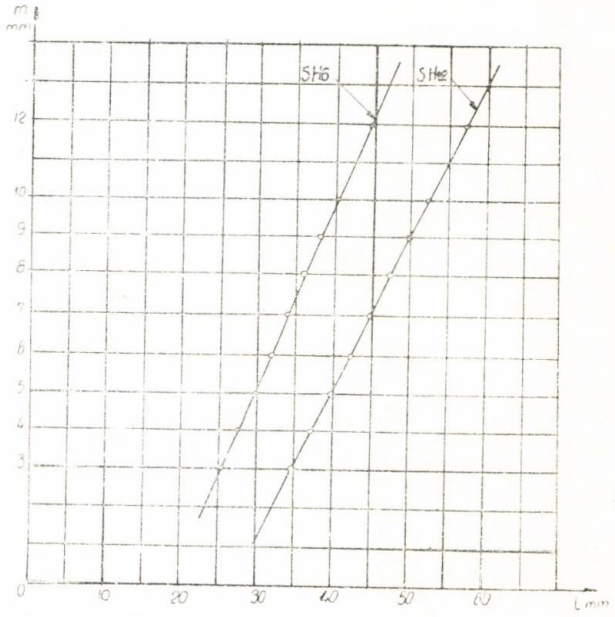


Fig. 9 Graficul alegerii mărimei cursei de rulare.

Înlocuind în relația (10) valorile corespunzătoare pentru unghiul β_0 și P_E în cazul a două tipuri de mașini de danturat în „V", SH. 6 și SH. 12 se obține numărul de dinți funcție de modul :

$$z = \frac{m}{102} \quad \text{— pentru mașina SH 6 ;}$$

$$z = \frac{165}{m} \quad \text{— pentru mașina SH 12.} \qquad (11)$$

valoarea lui z dată de relația (11) rotunjindu-se pînă la numărul întreg cel mai apropiat.

Dacă se înlocuiește în relația (9) numărul de dinți funcție de modul, se obține lungimea cursei de rulare pentru ascuțirea cuțitelor-roată tip I care se utilizează pe mașinile de danturat SH 6 și SH 12 (graficul din figura 9).

Cercetările experimentale realizate pe mașina prototip au avut drept scop să pună în evidență precizia de profil obținută prin ascuțirea „evolventoidală" a dinților cuțitelor-roată în comparație cu ascuțirea clasică.

Pentru a demonstra că premisele teoretice sînt corecte și că rezultatele calculelor teoretice se verifică experimental, s-au ascuțit — „evolventoidal" — cuțite-roată cu dinți înclinați tip I (Sykes) de modul 3—10, rezultatele măsurătorilor fiind redate în tabelul 1 și graficul din figura 10.

Tabelul 1

Caracteristica Cuțit-roată	Indicațiile aparat,	Zonă verificată mm
$z = 26$	$\triangle z_c$	—5— 7—10—15—20—30—36
$m = 3$	$\triangle z_{ev}$	+7+ 3+10 0—10+ 5— 7
$z = 34$	$\triangle z_c$	—5— 8—12—18—22—31—37—40—54
$m = 4$	$\triangle z_{ev}$	+8 0+ 5— 5—10+ 2— 5—10—12
$m = 5$	$\triangle z_c$	—6— 9—13—19—23—31—38—42—55—60—70
$z = 22$	$\triangle z_{ev}$	+10+ 5+12+ 2— 7+ 3— 5+ 8— 7—10—12
$m = 6$	$\triangle z_c$	—7—10—14—21—25—33—40—45—57—65—75—80— 85
$z = 18$	$\triangle z_{ev}$	+10+ 4+13— 5—10 0—10— 5+ 5+10— 5—10— 13
$m = 7$	$\triangle z_c$	—8—11—16—23—27—35—45—50—60—70—80—90— 95—105—115
$z = 24$	$\triangle z_{ev}$	+12+ 5+10—10— 5+ 5—10 0+10— 5+ 5+10— 5— 10— 14
$m = 8$	$\triangle z_c$	—9—12—17—25—30—38—48—55—65—75—85—95—100—110—115—120—128
$z = 21$	$\triangle z_{ev}$	+13+ 4+10—10+ 4+10— 7 0+ 7— 5—10—10+ 5+ 10— 10— 12— 15
$m = 9$	$\triangle z_c$	—10—13—19—27—29—38—48—55—65—75—85—95—100—109—115—120—130—140—155
$z = 18$	$\triangle z_{ev}$	+15+ 5+10—15— 7 0+10+15+10+ 5— 7—12— 10 0+ 7 0— 7—10— 15
$z = 16$	$\triangle z_c$	—10—13—19—25—30—40—50—60—65—75—85—90—105—110—120—130—140—150—165 — 12— 15
$m = 10$	$\triangle z_{ev}$	+113+ 5+16 0—10+ 5+15+ 5—10+ 5—15 0+ 10+ 12+ 14+ 5— 10 0— 10 —170—175

Pentru respectarea condiției necesare și suficiente ca după fiecare reascuțire toate punctele de pe tăișul dinților cuțitului-roată

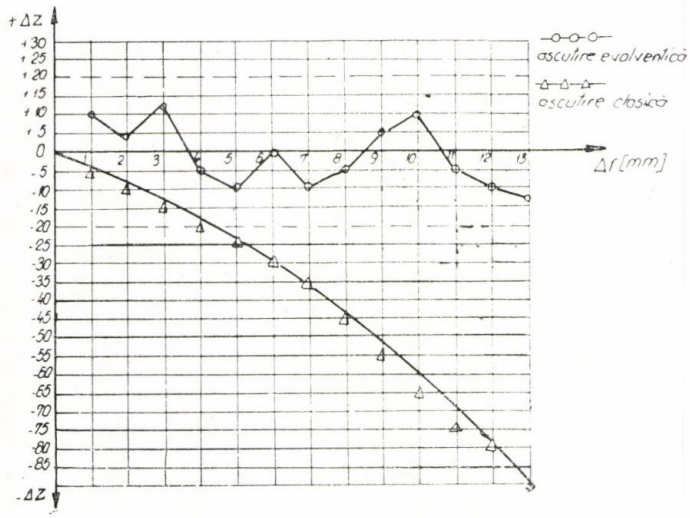


Fig. 10 Variația erorilor de măsurare funcție de metoda de ascuțire.

să se găsească în același plan frontal (planul de generare), după reascuțirea completă a tăișului, s-a măsurat abaterea (Δz) a muchiei așchietoare față de planul frontal, după schema de măsurare din figura 11, folosind ca aparat optimetrul vertical. Pentru ca abaterile de la forma profilului să se încadreze în limitele admisibile, este necesar ca abaterile (Δz) pentru toți dinții cuțitului-roată să se încadreze în limitele $\pm$ 0,020 mm.

Comparînd erorile de ascuțire „evolventoidale (ΔZ_{ev}) cu erorile de ascuțire după arc de cerc (Δz_c), se constată o abatere foarte mare de profil în cazul ascuțirii după arc de cerc mai ales pentru punctele situate spre cercul interior.

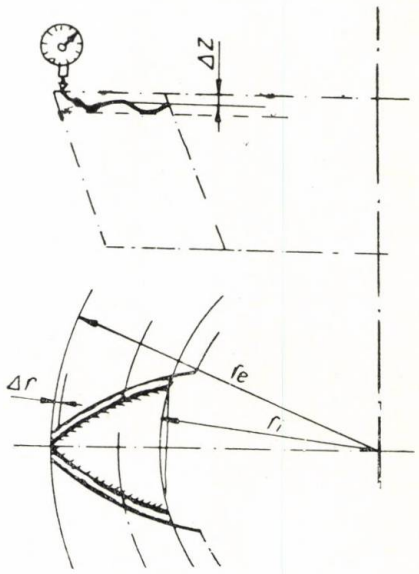


Fig. 11 Schema măsurării abaterilor de la profil în urma ascuțirii „evolventoidale".

Concluzii

Din cercetările practice și experimentale privind realizarea prin ascuțire a geometriei optime a cuțitelor-roată, se pot trage următoarele concluzii :

— mașina de ascuțit „evolventoidal" avînd o cinematică simplă și construcție robustă asigură o precizie înaltă profilului așchietor executat prin ascuțire ;

— construcția mașinii poate fi ușor realizată prin adaptarea dispozitivului de rulare pe o mașină de ascuțit universală, fără nici un fel de modificare constructivă a acesteia ;

— datorită faptului că mașina este prevăzută cu mecanisme de reglare și divizare pentru întreaga gamă de cuțite-roată utilizate în practică, se asigură o productivitate ridicată a operației de ascuțire ;

— avînd în vedere faptul că mașina generează profilul evolventic după principiul funcționării evolventmetrelor iar unghiul de degajare în cazul ascuțirii evolventoidale nu influențează precizia profilului, controlul geometriei cuțitului-roată se poate executa direct pe mașina de ascuțit prin palparea muchiei așchietoare cu ajutorul unui comparator ;

— după cum rezultă din datele experimentale, metoda de ascuțire „evolventoidală" în comparație cu ascuțirea clasică, asigură o înaltă precizie profilului așchietor, cu geometrie constantă în toate punctele tăișului dintelui cuțitului-roată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Calea, G.* — Contribuții la optimizarea geometriei cuțitelor-roată pentru mortezarea danturilor — Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1975.

[2] *Botez, E.* — Angrenaje. Ed. tehnică, București, 1962.

CZ : 621.91

Exemple de proiectare a broșelor în scopul măririi preciziei dimensionale și a îmbunătățirii calității suprafețelor canelurii la butuci canelați

Ing. Carol **ELEKEȘ** — Intreprinderea de strunguri — Arad

Sistemul de asamblare arbori și butuci canelați, cu profilul canelurilor dreptunghiular, cu 6 caneluri cu centrare interioară [19] este foarte frecvent utilizat în construcția mașinilor-unelte. În funcție de necesitatea constructivă, butucul canelat pe arbore, poate fi fix sau mobil. Fiind vorba de un ajustaj în sistemul alezaj unitar, toleranțele pentru dimensiunile butucului sînt independente de caracterul ajustajului, iar cele pentru dimensiunile arborelui determină caracterul ajustajului (fix sau mobil).

Acest considerent concură la unificarea broșelor pentru caneluri (numai la nivelul cîmpurilor de toleranță) facilitînd și pe această cale proiectarea și execuția lor.

Pentru asigurarea funcției organologice cerute, este necesară realizarea canelurii butucilor canelați cu o precizie macro și o microgeometrie bine determinată.

Încadrarea în dimensiuni limite precum și obținerea unei rugozități superioare a suprafețelor canelurilor sînt de asemenea cerințe primordiale ale proiectării și execuției broșelor pentru caneluri.

La analiza complexă a calității canelurilor și a unei ușoare așchiabilități obținute prin broșare este necesar să se țină cont de toți parametrii procesului de broșare cum sînt :

— regimul de așchiere (viteza de broșare, avansul = supraînălțarea constructivă a broșei) ;

— calitatea materialului de broșat (structura metalografică, proprietăți fizico-mecanice, duritatea, etc.) ;

— parametrii tehnologici (rigiditatea fixării piesei în vederea broșării, precizia de fixare în raport cu suprafața de bazare, etc.) ;

— parametrii mașinii de broșat (tipul mașinii de broșat ; orizontală sau verticală, gradul de uzură a mașinii, abaterile de la condițiile de recepție inițiale, etc.) ;

— parametrii lichidului de așchiere (efectul de așchiere, de ungere, de răcire, de spălare, de protejare, etc.).

Broșele pentru caneluri sînt scule cu o destinație bine determinată (geometrie fixă) ; ele pot fi construite pentru o conjunctură tehnologică bine conturată pentru un anumit interval al caracteristicilor materialului de prelucrat și pentru un anumit interval de lungime de broșare.

Unul dintre criteriile de bază pentru aprecierea capacității de așchiere a broșelor este posibilitatea de adaptare în bune condițiuni la cele mai largi limite în privința variației calității materialului de prelucrat și a condițiilor tehnologice existente.

Datorită unei împrăştieri pronunţate a durităţii materialului de prelucrat şi a tuturor parametrilor procesului de broşare, în practică apar o serie de deficienţe la obţinerea pieselor broşate, cum sînt :

— ruperea materialului la nivelul diametrului exterior în dreptul canelurilor, la partea de ieşire a broşelor ;

— griparea alezajului de centrare a canelurii, care este totodată şi alezajul de conducere şi de ghidare a broşei, etc.

Lucrarea îşi propune eliminarea deficienţelor care apar la broşarea butucilor canelaţi, utilizînd unele rezerve care există în proiectarea şi construcţia broşelor pentru caneluri. De asemenea, în continuare, se dau cîteva exemple concrete de proiectare a broşelor, cu scopul asigurării preciziei dimensionale şi a calităţii suprafeţelor canelurii la butuci canelaţi.

Exemplul 1. Să se proiecteze un set de broşe pentru executarea canelurii (inclusiv teşiturile) cu profil dreptunghiular, cu 6 caneluri, cu centrare interioară avînd dimensiuni nominale 21 x 25 x 5 (conform STAS 2671—66), aparţinînd unei roţi dinţate de lăţime $L = 50$ mm confecţionată dintr-un oţel aliat pentru construcţia de maşini [20] 40 C 10 (îmbunătăţit la $\gamma_r = 65 \ldots 75$ daN/mm^2). Operaţia de broşare se execută pe o maşină de broşat orizontală [18] nouă, tip MB 1,5—15 (I. M. Plopeni). Forma constructivă, dimensiunile nominale şi abaterile canelurii roţii dinţate, (conform STAS 2671—66) sînt prezentate în figura 1.

Rezolvare. Fiind vorba de un oţel de îmbunătăţire alezajul de centrare a canelurii ($D_1{}^{+Asi} = \varnothing 21^{+0,021}$) este în acelaşi timp şi alezajul de conducere, respectiv de ghidare, a broşei. În acest caz adaosul de rectificare tehnologic, $a_r = 0$. Maşina de broşat fiind nouă iar fixarea piesei — precisă, se presupune existenţa unei coaxialităţi perfecte între axa tijei de tracţiune şi axa alezajului piesei. Totodată fiind asigurată perpendicularitatea între suprafaţa de aşezare „y" a piesei şi axa alezajului (0,050 mm), rezultă că nu apare efectul de împănare a broşei. Calculele necesare proiectării broşei se efectuează în continuare în conformitate cu metoda analitică tratată în lucrarea [4], cu referire la desenul de execuţie complet al setului de broşe pentru caneluri prezentat în figura 2 şi tabelul 1.

Elementele de aşchiere, de conducere şi de ghidare se determină după cum urmează :

— lăţimea de aşchiere a dinţilor :

$b = B + A_S + 0{,}005 = 5 + 0{,}060 + 0{,}005 = 5{,}065$ mm, cu abatere inferioară $a_i = 0{,}012$ (h7) ;

— lăţimea părţii de conducere :

$b_c = B - 0{,}050 = 5 - 0{,}050 = 4{,}950$ mm, cu abatere inferioară $a_{ib} = 0{,}018$ (h8) ;

— diametrul de conducere a broşei :

$$d = [D_i]^{-a_{sc}}_{-a_{ic}} = 21^{-0{,}020}_{-0{,}041} \text{ mm},$$

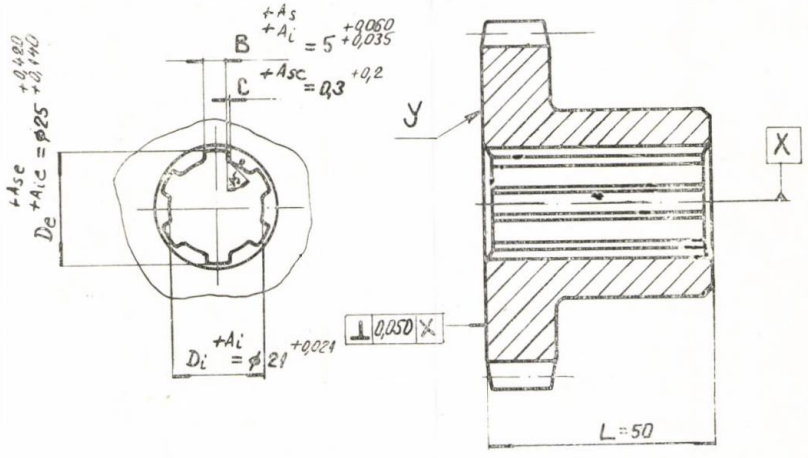


Fig. 1 Roată-dinţată cu caneluri.

în care, abaterea superioară (a_{sc}) şi inferioară (a_{ic}) se încadrează în cîmpul de toleranţă f7 (STAS 8104—68) ;

— diametrul de ghidare a broşei ;

$$d_g = [D_i]^{-a_{sg}}_{-a_{ig}} = 21^{-0{,}007}_{-0{,}020} \text{ mm}$$

în care abaterea superioară (a_{sg}) şi inferioară (a_{ig}) se încadrează în cîmpul de toleranţă g^6 (STAS 8104—68) ;

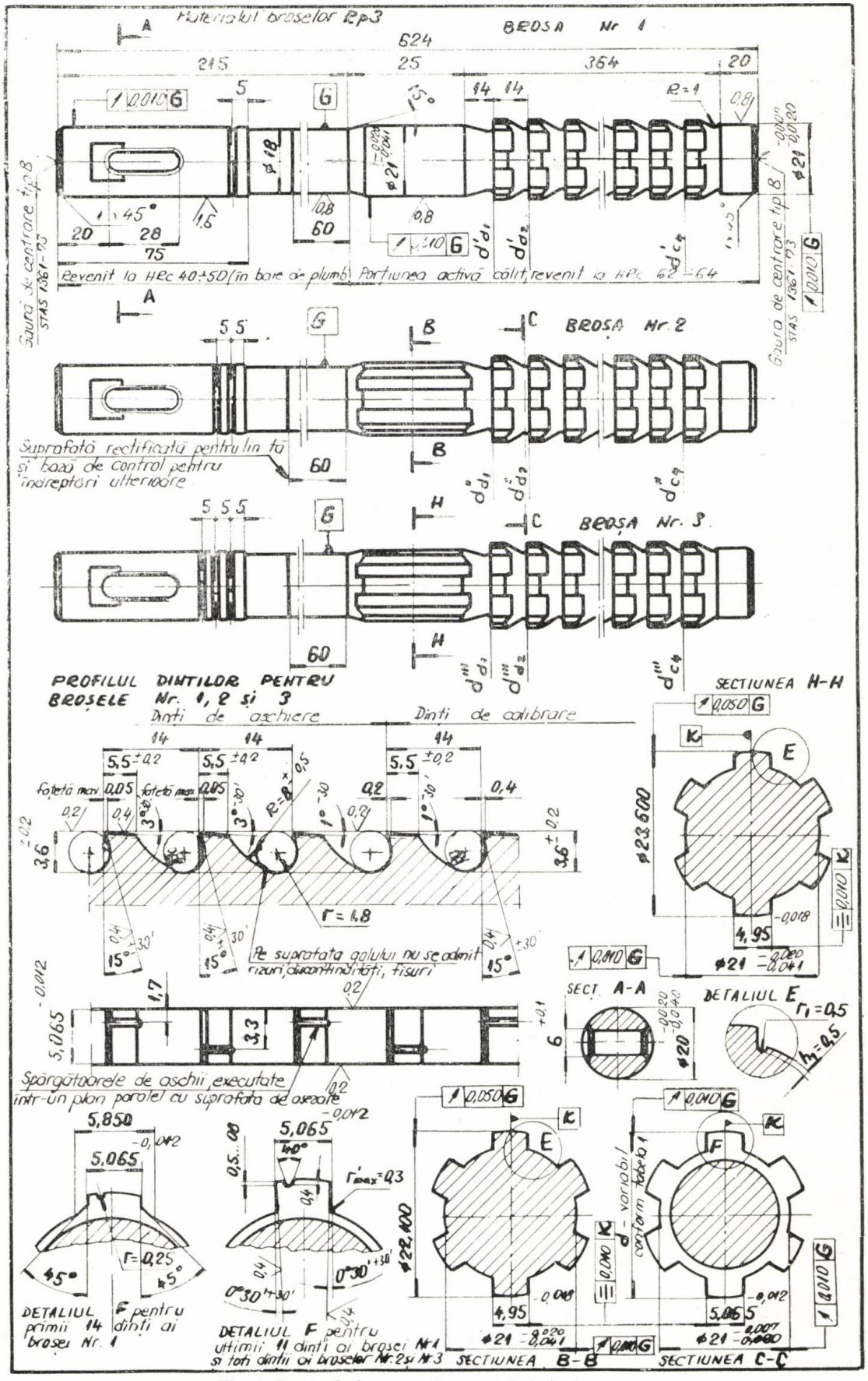


Fig. 2 Desenul de execuție a setului de broșe.

Tabelul 1

Diametrele exterioare a broşelor.

Elemente comune		Broşa nr. 1		Broşa nr. 2		Broşa nr. 3			Elemente comune		Broşa nr. 1		Broşa nr. 2		Broşa nr. 3		
		DIAMETRUL EXTERIOR									DIAMETRUL EXTERIOR						
Abaterea inferioară a_d (h6)	Felul dinţilor şi unghiurile de aşezare	Simbolurile	Valorile	Simbolurile	Valorile	Simbolurile	Valorile	Dintele Nr.	Abaterea inferioară a_d (h6)	Felul dinţilor şi unghiurile de aşezare	Simbolurile	Valorile	Simbolurile	Valorile	Simbolurile	Valorile	Dintele Nr.
— 0,013	Dinţii de degroşare cu $\alpha_a = 3°-30'$	d'''_{d1}	24,040	d''_{d1}	22,560	d'_{d1}	21,080	1	— 0,013	$\alpha_a = 3°-30'$	d'''_{d14}	25,080	d''_{d14}	23,600	d'_{d14}	22,120	14
		d'''_{d2}	24,120	d''_{d2}	22,640	d'_{d2}	21,160	2			d'''_{d15}	25,160	d''_{d15}	23,680	d'_{d15}	22,200	15
		d'''_{d3}	24,200	d''_{d3}	22,720	d'_{d3}	21,240	3			d'''_{d16}	25,240	d''_{d16}		d'_{d16}	22,280	16
		d'''_{d4}	24,280	d''_{d4}	22,800	d'_{d4}	21,320	4	— 0,013	Dinţii de finisare cu $\alpha_a = 3°-30'$	d'''_{f1}	25,300	d''_{f1}	23,820	d'_{f1}	22,340	17
		d'''_{d5}	24,360	d''_{d5}	22,880	d'_{d5}	21,400	5			d'''_{f2}	25,360	d''_{f2}	23,880	d'_{f2}	22,400	18
		d'''_{d6}	24,440	d''_{d6}	22,960	d'_{d6}	21,480	6			d'''_{f3}	25,400	d''_{f3}	23,920	d'_{f3}	22,440	19
		d'''_{d7}	24,520	d''_{d7}	23,040	d'_{d7}	21,560	7			d'''_{f4}	25,420	d''_{f4}	23,940	d'_{f4}	22,460	20
		d'''_{d8}	24,600	d''_{d8}	23,120	d'_{d8}	21,640	8			d'''_{f5}	25,420	d''_{f5}	23,960	d'_{f5}	22,480	21
		d'''_{d9}	24,680	d''_{d9}	23,200	d'_{d9}	21,720	9	— 0,013	Dinţii de calibrare cu $\alpha_a = 3°-30'$	d'''_{c1}	25,420	d''_{c1}	23,960	d'_{c1}	22,480	22
		d'''_{d10}	24,760	d''_{d10}	23,280	d'_{d10}	21,800	10			d'''_{c2}	25,420	d''_{c2}	23,960	d'_{c2}	22,480	23
		d'''_{d11}	24,840	d''_{d11}	23,360	d'_{d11}	21,880	11			d'''_{c3}	25,420	d''_{c3}	23,960	d'_{c3}	22,480	24
		d'''_{d12}	24,920	d''_{d12}	23,440	d'_{d12}	21,960	12			d'''_{c4}	25,420	d''_{c4}	23,960	d'_{c4}	22,480	25
		d'''_{d13}	25,000	d''_{d13}	23,520	d'_{d13}	22,040	13									

— mărimea de execuţie a teşiturilor, la broşa nr. 1 :

$$K = B_{med} + 2C_{med} = B + \frac{A_s + A_1}{2} +$$

$$+ 2\left(C + \frac{A_{sc}}{2}\right) = 5 + \frac{0{,}060 + 0{,}035}{2} +$$

$$+ 2\left(0{,}3 + \frac{0{,}2}{2}\right) = 5{,}847 \text{ mm} ;$$

— raza de rotunjire : $r'_{max} = C = 0{,}3$ mm ;
— mărimea spaţiilor de degajare :

$r_1 = 0{,}5$ mm, $h_1 = 0{,}5$ mm ;

Se determină în continuare parametrii de aşchiere ; unghiul de degajare şi unghiurile de aşezare se aleg din tabelul 2, adică :

$$\gamma = 15°, \ \alpha_a = 3° \text{ şi } \alpha_c = 1°$$

Pentru obţinerea unei bune aşchiabilităţi prin broşare a oţelurilor [20] frecvent utilizate în construcţia roţilor dinţate cu butuci canelaţi, se recomandă utilizarea următoarelor grupe de ascuţire a broşelor (conform tabelului 2) :

— **grupa de ascuţire I** — pentru oţeluri carbon de calitate şi oţeluri superioare pentru construcţia de maşini (STAS 880—66), OLC 10, OLC 15, OLC 20 etc. ;

— **grupa de ascuţire II** — pentru oţelul carbon de calitate (STAS 880—66), OLC 45 şi pentru oţeluri aliate şi oţeluri aliate superioare pentru construcţia de maşini (STAS 791—66), 15 C 08, 15 Mo M C 12, 21 Mo M C 12, etc.

— **grupa de ascuţire III** — pentru oţeluri aliate şi oţeluri aliate superioare pentru construcţia de maşini (STAS 791—66), 40 C 10, 33 Mo C 11.

Supraînălţarea pe rază a dinţilor de degroşare se ia, $a = 0{,}040$ mm. Admiţînd numărul maxim de dinţi care lucrează simultan

Valorile optime ale unghiurilor la broșe.

Tabelul 2

MATERIALUL DE PRELUCRAT				Unghiul de degajare γ^0	Unghiul de așezare	
					pentru dinții așchietori α_a^0	pentru dinții de calibrare α_c^0
σ_r daN/mm²	Grupa de ascuțire	I	<60 daN/mm²	15°...20°	2°...3°30'	0°30'...1°
		II	60...85 daN/mm²	12°...15°		
		III	> 85 daN/mm²	8°...12°		
Fontă cu HB			≤ 150 HB	8°...10°		
			> 150 HB	4°... 8°		
Aluminiu				15°...25°	3°...5°	
Bronz				4°...10°	0°30'...2°	
Cupru, compoziție pentru lagăre				12°...18°	2°...3°30'	
Alamă		Moale		6°... 8°	0°30'...2°	
		Dură (fragilă)		2°... 4°		

în lungimea continuă de broșare. $Z_{s\,max}=4$ și majorînd lungimea de broșare la $L_{max}=55$ mm (din motive de siguranță) pasul broșei se calculează cu relația :

$$p \geqslant \frac{L_{max}}{Z_{max}-(0{,}05\ldots0{,}10)}=\frac{55}{4-0{,}05}\cong 14$$

Admițînd numărul minim de dinți care poate lucra simultan într-o lungime continuă $Z_{s\,min}=2$, valorile limite ale lungimii de broșare (domeniul de lucru a broșei) se determină cu relațiile :

$$L_{max}=p[Z_{max}-(0{,}05\ldots0{,}10)]=$$
$$=14(4-0{,}05)\cong 55 \text{ mm.}$$
$$L_{min}=p[Z_{s\,min}+(0{,}05\ldots0{,}10)]=$$
$$=14(2+0{,}05)\cong 30 \text{ mm.}$$

Deoarece suprafața de așchiere este continuă și nu este exagerat de lungă, se alege varianta normală a profilului dinților a cărui elemente se determină după cum urmează :

— față de așezare, $f_1=(0{,}35\ldots0{,}45)\ p=0{,}4\cdot 14\cong 5{,}5$ mm ;

— adîncimea golului dintelui,

$$h=\sqrt{\frac{4\cdot a\cdot L_{max}\cdot K_a}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 0{,}04\cdot 55\cdot 4{,}5}{3{,}14}}\cong$$
$$\cong 3{,}600 \text{ mm,}$$

în care, coeficientul admisibil de umplere, $K_a=4{,}5$;

— raza de racordare a piciorului dintelui

$$r+\frac{h}{2}=\frac{3{,}6}{2}=1{,}800 \text{ mm ;}$$

— raza de racordare a spatelui dintelui $R=(1{,}5\ldots2{,}5)\ h=(1{,}5\ldots2{,}5)\ 3{,}6\cong 8$ mm ;

Pentru lățimea nominală $b=5$, formula de amplasare a spărgătoarelor de așchii este 1+1, iar poziția lor se determină cu relațiile :

$$x_i'=\frac{b}{2}-0{,}8=\frac{5}{2}-0{,}8=1{,}700 \text{ mm}$$

$$x_i'+1=\frac{b}{2}+0{,}8=\frac{5}{1}+0{,}8=3{,}300 \text{ mm}$$

Pentru realizarea teșiturilor canelurii, broșa nr. 1 este prevăzută cu dinți speciali (figura 2), al căror număr se calculează cu relația :

$$S=\frac{C_{med}}{a}+(3\ldots4)=\frac{1}{a}\left(C+\frac{A_{sc}}{2}\right)+$$
$$+(3\ldots4)=\frac{1}{0{,}04}\left(0{,}3+\frac{0{,}2}{2}\right)+4=14$$

Dinții cu profil special se controlează cu metoda fantei de lumină, cu ajutorul șablonului de control din figura 3.

*) La întocmirea tabelului 2 s-au folosit lucrările [1, 8, 10, 11, 12, 17].

În continuare se determină numărul dinților (degroșare, finisare și calibrare), diametrele și lungimea broșei. Adaosul total de prelucrare pe diametru este :

$$A = D_e + A_{se} - D_i = 25 + 0{,}420 - 21 = 4{,}420 \text{ mm.}$$

Pentru ca lungimea broșei să nu fie prea mare în raport cu diametrul (pericol de încovoiere în execuție și exploatare) se adoptă

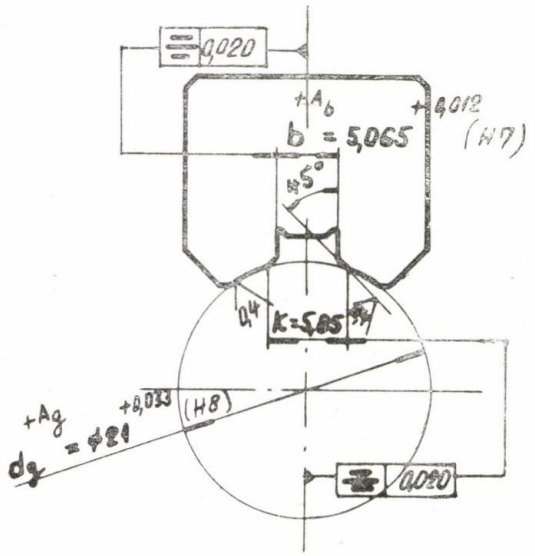


Fig. 3 Șablonul de control.

construcția broșei în trei treceri, $n=3$. Alegînd un adaos de finisare pe diametrul $A_f = 0{,}190$ mm, numărul dinților de degroșare se calculează cu relația ;

$$m = \frac{A - n \cdot A}{2 \cdot a \cdot n} = \frac{4{,}420 - 3 \cdot 0{,}190}{2 \cdot 0{,}04 \cdot 3} = 16$$

Diametrele succesive ale dinților de degroșare la broșa nr. 1 se determină cu ajutorul relației generale ;

$d'_{di} = d + 2 \cdot i \cdot a$, în care pe rînd $i = 1, 2, 3 \ldots m$, adică $d'_{di} = 21 + 2 \cdot 0{,}04 \cdot i$, iar $i = 1, 2, 3 \ldots 16$. Abaterea inferioară, $a_d = -0{,}013$ h6 (STAS 8104—68). Astfel :

— diametrul primului dinte de degroșare, $d'_{d_1} = 21{,}080$ mm ;
— diametrul ultimului dinte de degroșare. $d'_{d16} = 22{,}280$ mm.

Dinții de finisare sînt prevăzuți cu suprainălțări descrescătoare, a cărei valoare pentru dintele „j" se calculează :

$2\,a_{fj} = 2 - 0{,}02\,j$, unde j ia valori începînd cu 1, 2, 3 ...

Astfel, suprainălțările pe diametru ale dinților de finisare sînt următoarele :

$2\,a_{f1} = 2 \cdot 0{,}04 - 0{,}02 \cdot 1 = 0{,}060$ mm ;
$2\,a_{f2} = 2 \cdot 0{,}04 - 0{,}02 \cdot 4 = 0{,}040$ mm ;
$2\,a_{f3} = 2 \cdot 0{,}04 - 0{,}02 \cdot 3 = 0{,}020$ mm ;

Diametrul ultimului dinte de finisare, respectiv diametrul dinților de calibrare, se calculează cu relația :

$$d'_{f_q} = d'_c = d + \frac{A}{n} = 21 + \frac{4{,}420}{3} = 22{,}480 \text{ mm.}$$

Pentru a nu lungi inutil broșa, suprainălțarea primului dinte ($2a_{f1} = 0{,}060$) se va aplica de două ori consecutiv, astfel diametrele dinților de finisare rezultă :

$d'_{f1} = d'_{d16} + 2\,a_{f1} = 22{,}280 + 0{,}060 = 22{,}340$ mm ;

$d'_{f2} = d'_{f1} + 2\,a_{f1} = 22{,}340 + 0{,}060 = 22{,}400$ mm ;

$d'_{f3} = d'_{f2} + 2\,a_{f2} = 22{,}400 + 0{,}040 = 22{,}440$ mm ;

$d'_{f4} = d'_{f3} + 2\,a_{f3} = 22{,}440 + 0{,}020 = 22{,}460$ mm ;

$d'_{f5} = d'_{f_q} = 22{,}480$ mm (numărul dinților de finisare $q = 5$).

Alegînd numărul dinților de calibrare $v = 4$, numărul total de dinți se calculează cu relația :

$$Z = m + q + v = 16 + 5 + 4 = 25$$

Păstrînd suprainălțările și numărul de dinți ca la broșa nr. 1, în tabelul 1 sînt determinate diametrele exterioare a broșelor nr. 2 și nr. 3. Diametrul exterior al părții de conducere canelate, se calculează cu relațiile :

— pentru broșa nr. 2 :
$d''_e = d'_c - (0{,}3 \ldots 0{,}5) = 22{,}480 - 0{,}380 = 22{,}100$ mm ;
— pentru broșa nr. 3 :
$d'''_e = d''_c - (0{,}3 \ldots 0{,}5) = 23{,}960 - 0{,}360 = 23{,}600$ mm.

Cunoscînd lungimea activă a broșelor, $l_a = p(z+1) = 14(25+1) = 364$ mm, lungimea totală se determină cu relația $L = l + l_c + l_a + l = 240 + 25 + 364 + 20 = 624$ mm, în care lungimile ; l, l_c și l_g se iau consecutiv. De asemenea, elementele părții de prindere a broșei se stabilesc în funcție de capul port-broșă a mașinii de broșat.

Considerînd secțiunea periculoasă a broșei nr. 1 în dreptul canalului de evacuare a așchiei la primul dinte, efortul unitar normal efectiv la întindere se determină cu relația :

$$\sigma_{ef} = \frac{24\psi \cdot p_s \cdot a \cdot b \cdot Z_{s\max}}{\pi\left(d'_{d_1} - 2h\right)^2} =$$

$$= \frac{24 \cdot 1{,}1 \cdot 380 \cdot 0{,}04 \cdot 5{,}065 \cdot 4}{3{,}14(21{,}080 - 2 \cdot 3{,}6)^2} \cong$$

$$\cong 13{,}440 < 15 \text{daN/mm}^2$$

Valorile recomandate a presiunilor specifice de aşchiere

Tabelul 3

Supra-înălţarea a în [mm]	P_s în daN/mm²			Supra-înălţarea a [mm]	P_s în daN/mm²		
	OLC 10 OLC 15 OLC 20	OLC 45 OLC 50 OLC 60	15 C 03 15 Mo MC 12 21 Mo MC 12 40 C 10 33 Mo C 11		OLC 10 OLC 15 OLC 20	OLC 45 OLC 50 OLC 60	15 C 03 15 Mo MC 12 21 Mo MC 12 40 C 10 33 Mo C 11
0,02	380	440	510	0,07	275	280	290
0,03	345	400	445	0,08	265	270	280
0,04	320	365	380	0,09	260	260	270
0,05	305	330	350	0,10	255	255	260
0,06	290	305	320	0,12	245	245	250

Coeficientul de direcţie pentru diferite materiale:

$c=0{,}9$ — pentru fontă cenuşie
$c=0{,}8$ — pentru fontă maleabilă
$c=0{,}7$ — pentru aluminiu, aliaje de lagăre
$c=1{,}0$ — pentru bronz.

în care, valoarea presiunii specifice de aşchiere, p_s = daN/mm² şi se ia din tabelul 3.

Pentru orice eventualitate (broşa să poată fi utilizată şi pentru oţeluri mai greu aşchiabile), presiunea specifică de aşchiere s-a luat din rubrica oţelurilor aliate cu crom.

Exemplul 2. Să presupunem existenţa unei garnituri de broşe pentru prelucrarea canelurilor 32 x 38 x 6 (conform STAS 2671—66). Broşele sînt prevăzute cu unghi de degajare $\gamma = 15°$ (o valoare medie) şi cu diametrul (nominal) de conducere şi de ghidare $\varnothing = 31{,}7$ mm (alezajul de centrare fiind prevăzut cu adaos de rectificare). Materialul care urmează să fie broşat este confecţionat din oţel carbon de calitate [20] OLC 15, cu $\sigma_r = 45 \ldots 55$ daN/mm². Efectuînd operaţia de broşare, va rezulta o rupere grosolană a materialului în dreptul unor caneluri la nivelul diametrului exterior în partea de ieşire a broşelor, după cum rezultă din figura 4.

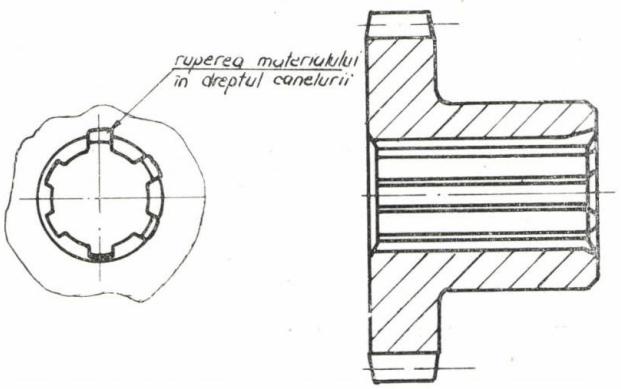


Fig. 4 Roată dinţată a cărei canelură prezintă rupturi.

Se cere eliminarea ruperii materialului, prin aplicarea unei geometrii aşchietoare adecvate la broşele sus amintite.

Rezolvare. Pentru obţinerea desprinderii uşoare, fără rupere a materialului, valoarea optimă a unghiului de degajare se ia din tabelul 2, $\gamma = 20°$.

Realizarea precisă (prin ascuţire şi reascuţire) a acestui parametru geometric important ($\gamma = 20°—30'$) se efectuează conform schemei de aşcuţire din diagrama 1.

Înclinînd capul port-piatră al maşinii de rectificat universală (eventual transformată pentru ascuţirea broşelor) la unghiul $\beta = 50°$, din diagrama 1 rezultă diametrul exterior al discului abraziv $D \cong 47$ mm şi unghiul profilului discului $\beta° - \gamma° = 50° - 20° = 30°$ pentru ascuţirea la $\gamma = 20°$ a broşelor cu diametrul nominal exterior $d \cong 38$ mm. Valoarea rugozităţii medii aritmetice a suprafeţelor de degajare influenţează decisiv desprinderea aşchiei, pentru eliminarea ruperii materialului se recomandă ca $R_a = 0{,}4$ μm. Această fineţe a rugozităţii suprafeţei de degajare a broşelor confecţionate din oţel rapid [2] R_p3 (călit, revenit la HRc 62 . . . 65) se realizează pe utilaje rigide avînd o turaţie ridicată a axului port-piatră ($n_{max} = 1500$ rot/min) şi cu disc abraziv adecvat (pentru degroşare: natura abrazivului E_n granulaţia 25 duritate L, liantul C; pentru finisare: natura abrazivului C_v granulaţia G, duritate N, liantul B).

Exemplul 3. Făcînd o referire la exemplul 1 şi presupunînd că în acest caz operaţia de broşare se execută pe o maşină de broşat

*) Diagrama prezentată este rezultatul prelucrării unor date din cărţile maşinilor de broşat.

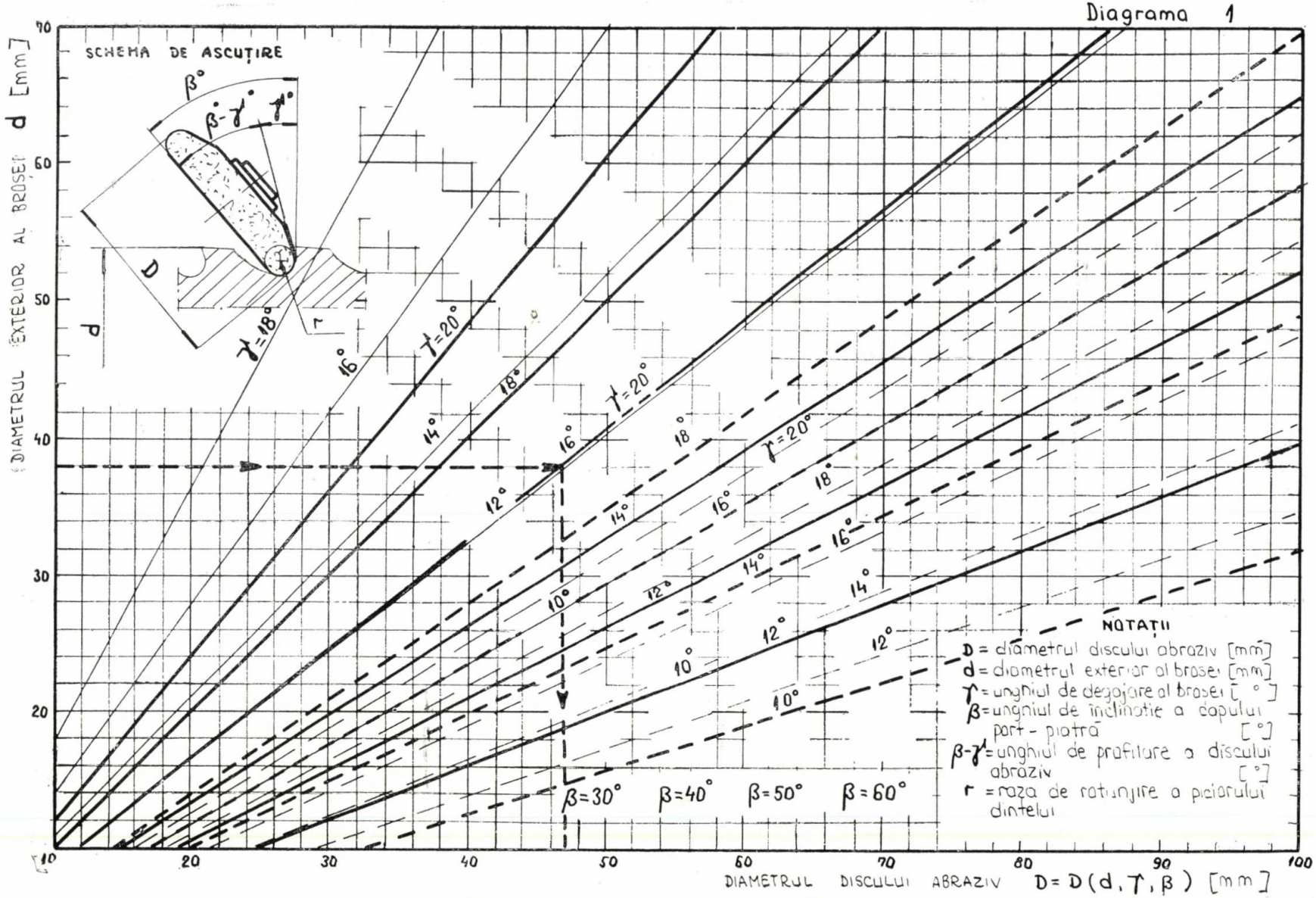


Diagrama 1 — Schema de ascuțire și diagrama pentru determinarea diametrului discului abraziv.

*) La întocmirea tabelului 3 s-au folosit lucrările [1, 8, 10].
Idem, la pagina cu diagrama :

orizontală [18] veche (avînd un grad de uzură pronunțat) tip MB 1,5—15, de asemenea, presupunînd că la roata dințată nu este asigurată perpendicularitatea suprafeței de așezare „y" în raport cu alezajul $\varnothing 21^{+0,021}$ ca în figura 1, va rezulta o gripare accentuată a alezajului de centrare a canelurii care este totodată și alezajul de conducere și ghidare a broșei. Alezajul prezentînd urme de gripare, este indicat cu săgeată în figura 5. Se cere eliminarea efectului de gripare, soluționînd problema din construcția broșei.

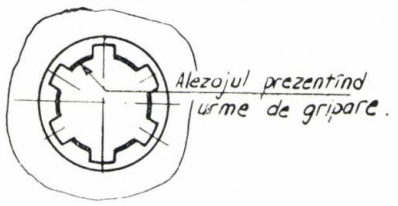


Fig. 5 Alezajul canelurii prezentînd urme de gripare.

Rezolvare. În conformitate cu enunțul, datorită unei abateri de coaxialitate dintre axa tijei de tracțiune și alezajul roții, în procesul de tracțiune apare fenomenul de împănare a broșei, ceea ce produce griparea. Fenomenul nedorit se elimină prin asigurarea unui joc mărit (inadmisibil din punct de vedere al preciziei) între suprafața de ghidare a broșei și alezajul roții, permițînd pe lîngă mișcarea relativă de translație și o mică posibilitate de rotație (articulație) a capului roată-broșă, mărind în același timp și numărul gradelor de libertate a sistemului. Pentru obținerea unei caneluri precise (fără excentricitate în raport cu alezajul de centrare), eliminînd în același timp și gripajul, diametrele de conducere și de ghidare a broșelor, se tolerează după cum urmează :

— diametrul de conducere : $d = 21 \begin{matrix} -0,007 \\ -0,020 \end{matrix}$ (g 6) mm

— diametrul de ghidare : $d_g = 21 \begin{matrix} -0,040 \\ -0,061 \end{matrix}$ (e 7) mm.

Exemplul 4. În vederea broșării, pe o mașină de broșat orizontală [18] uzată, se dă un butuc canelat confecționat din oțel aliat 21 Mo Mc 12, conform figurii 6.
În scopul executării canelurii (conform STAS 2671—66) butucului canelat prin broșare, se cer următoarele :

— stabilirea diametrului de conducere și de ghidare a broșelor ;
— determinarea mărimii de execuție a teșiturii și a numărului de dinți cu profil special la broșa nr. 1 ;
— determinarea lățimii de așchiere a dinților ;
— stabilirea dimensiunilor și a pozițiilor spărgătoarelor de așchii ;
— stabilirea pasului și a elementelor profilului dinților ;
— alegerea poziției butucului canelat în raport cu mașina de broșat, în vederea măririi stabilității procesului de broșare.

Rezolvare. Fiind un oțel de cementare, din considerente tehnologice, alezajul de centrare a canelurii se execută cu adaos de rectificare (adaosul pe rază, $a_r = 0,150$ mm) ; astfel alezajul de conducere și de ghidare a broșei rezultă :

$$D_{ia} = [D_i - 2a_r]^{+A_{si}} = [46 - 2 \cdot 0,150]^{+0,025} = 45,700^{+0,025} \quad \text{(H7)}.$$

Pentru o bună conducere și de ghidare :

— diametrul de conducere a broșei,

$$d = 45,700 \begin{matrix} -0,009 \\ -0,025 \end{matrix} \quad \text{(g6)} ;$$

— diametrul de ghidare a broșei,

$$d_g = 45,700 \begin{matrix} -0,050 \\ -0,075 \end{matrix} \quad \text{(e7)} ;$$

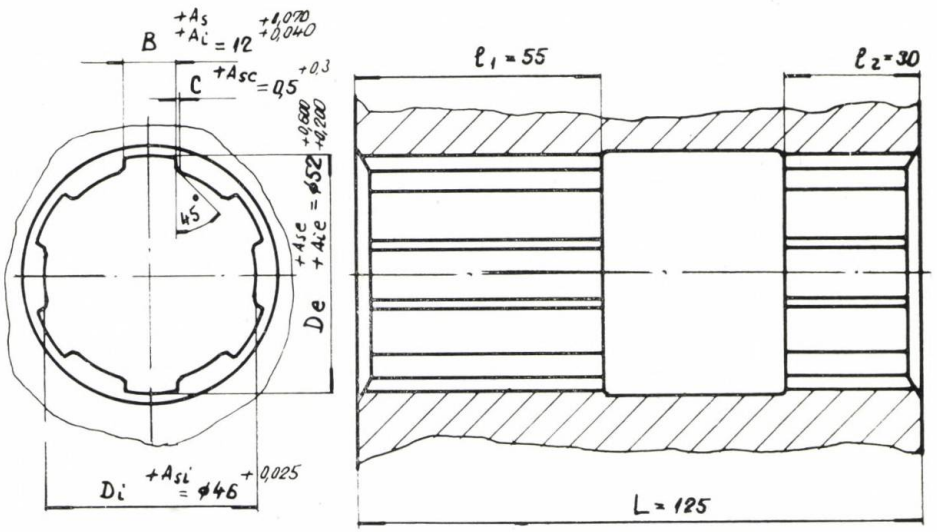


Fig. 6 Butuc canelat.

Mărimea de execuție a teșiturilor în cazul variantei cu adaos de rectificare se calculează cu relația :

$$K_r = B_{med} + 2\left[{}_{med} + \frac{0{,}707 \cdot a_r}{\cos(45° + \text{arc sin}\ \frac{B_{med} + 2C_{med}}{D_i})} \right] =$$

$$= 12{,}055 + 2 \cdot \left[0{,}65 + \frac{0{,}707 \cdot 0{,}150}{\cos\left(45° + \text{arc sin}\ \frac{12{,}055 + 2.065}{46}\right)} \right] =$$

$$= 13{,}805,$$

în care :

$$B_{med} = B + \frac{A_s + A_i}{2} = 12 + \frac{0{,}070 + 0{,}040}{2} = 12{,}055 \text{ mm};$$

$$C_{med} = C + \frac{A_{sc}}{2} = 0{,}5 + \frac{0{,}3}{2} = 0{,}65 \text{ mm}.$$

Numărul de dinți cu profil special se determină cu relația :

$$S = \frac{K_r - B_{med}}{2 \cdot a} + (3 \ldots 4) = \frac{13{,}805 - 12{,}055}{2 \cdot 0{,}06} + (3 \ldots 4) \cong 18$$

Lățimea de așchiere a dinților se determină cu relația :

$$b = [B + A_s + 0{,}005]_{-a_i} =$$

$$= [12 + 0{,}070 + 0{,}005]_{-0{,}017} = 12{,}075_{-0{,}018} \text{ (h7)}$$

Pentru lățimea nominală $b \cong 12$ mm, formula de amplasare a spărgătoarelor de așchii este 2+2, iar poziția lor se determină cu relațiile :

$$x_i' = \frac{b}{3} - 0{,}9 = \frac{12}{3} - 0{,}9 = 3{,}100 \text{ mm},$$

$$x_i'' = \frac{2b}{3} - 0{,}9 = 7{,}100 \text{ mm}$$

$$x_{i+1}' = \frac{b}{3} + 0{,}9 = 4{,}900 \text{ mm},$$

$$x_{i+1}'' = \frac{2b}{3} + 0{,}9 = 8{,}900 \text{ mm}.$$

Punînd condiția ca numărul de dinți care așchiază simultan să fie maxim, $Z_{s\,max} = 5$ pe cale grafică rezultă pasul broșei, $p = 20$mm.

Elementele profilului (varianta prelungită) a dinților se determină cu relațiile :

$f_1 = (0{,}30 \ldots 0{,}40)$ $p = 0{,}35 \cdot 20 = 7$ mm ;

$$h = \sqrt{\frac{4 \cdot a \cdot l_1 \cdot k_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}06 \cdot 85 \cdot 5}{3{,}14}} \cong 5{,}800 \text{ mm};$$

$$r = \frac{h}{2} = \frac{5{,}800}{2} = 2{,}900 \text{ mm}.$$

$R = (1{,}5 \ldots 2{,}5)$ $h = (1{,}5 \ldots 2{,}5)$ $5{,}8 \cong 12$ mm,

Elementele geometrice ale broșei corespunzînd exemplului 4, sînt reprezentate în figura 7.

Pentru mărirea stabilității procesului de broșare piesa se așează pe platoul mașinii cu partea $l_1 = 55$ mm, vezi figura 6.

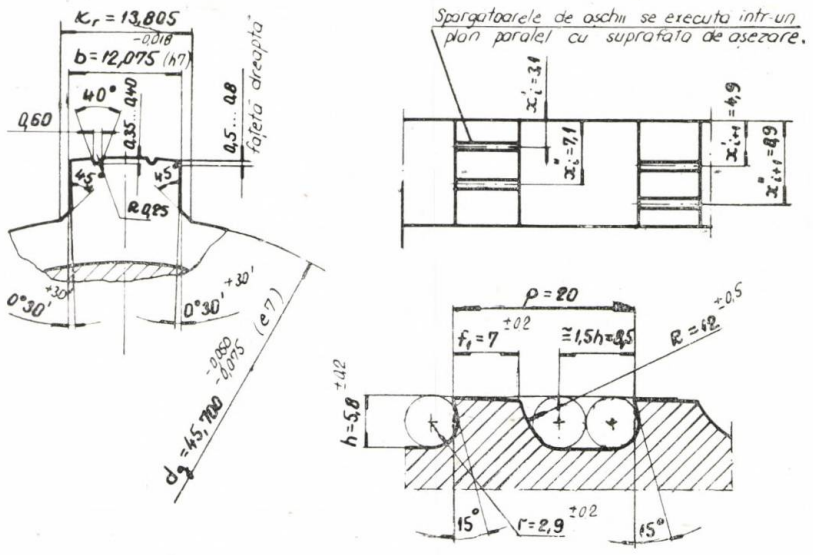


Fig. 7 Elementele geometrice ale broșei.

Concluzii

— pentru obținerea unei precizii dimensionale și a unei calități superioare a suprafețelor canelurii, este necesară proiectarea și realizarea cu rigurozitate a parametrilor principali de așchiere ai broșelor pentru caneluri, conform exemplului 1 ;

— evitarea ruperii materialului în dreptul canelurilor, la nivelul diametrului exterior (la partea de ieșire a broșelor), se realizează prin alegerea corespunzătoare a unghiului de degajare (γ) în conformitate cu exemplele 1 și 2 ;

— deoarece în practică, de cele mai multe ori, mașina de broșat prezintă uzură, iar la piesa de broșat nu este asigurată o perpendicularitate suficientă între suprafața frontalei de așezare pe platoul mașinii și alezajul de centrare, se recomandă toleranțele la diametrul de conducere și de ghidare a broșelor conform exemplelor 3 și 4.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexeev, G. A. ș.a. :* Calculul și construcția sculelor așchietoare, Editura Tehnică — 1953.

[2] *Bakondi, K., Kàrdos, K. :* A gépgyártás technologiaja, vol. I — Budapest — 1966.

[3] *Elekeș, C. ș.a. :* Cu privire la stabilirea unor corelații între parametrii de așchiere a broșelor și caracteristicile materialelor de broșat. Sesiunea de comunicări științifice a tinerilor din ramura construcțiilor de mașini. București 6—8 aprilie 1972. — Secția III — D. Tehnologia prelucrării la rece ; Scule așchietoare, dispozitive.

[4] *Elekeș, C. :* Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor de așchiere a broșelor. In : „Construcția de mașini", nr. 9, 1975.

[5] *Enache, Șt. ș.a. :* Tehnologia sculelor așchietoare. Editura Tehnică, București, 1964.

[6] *Enache, S. :* Proiectarea și tehnologia sculelor așchietoare, Editura didactică și pedagogică, București.

[7] *Lăzărescu, I. D. :* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1964.

[8] *Lăzărescu, I.D. :* Calculul și construcția sculelor așchietoare, Editura Tehnică, București, 1961.

[9] *Sauer, L. :* Scule pentru prelucrarea găurilor, Editura Tehnică, București, 1966.

[10] *Sauer, L. :* Proiectarea sculelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1967.

[11] * * * : Normă de tipizare. Broșe, M.T.I.-14-64.

[12] * * * : Prospect. Scule de broșat (Räumwerkzeuge) firma : VEB. Spezial-Werkzeugfabrik, ZELLA MEHLIS R.D.G.

[13] * * * : Prospect. Scule de broșat. (Räumwerkzeuge) firma : Karl Klink, Werkzeug — und Maschinenfabrik, 7532, Niefern-Pforzheim, R.F.G.

[14] * * * : Prospect. Scule de broșat (Brocce) firma : Interprogres Italiana, S.p.a Trieste, Italia.

[15] * * * : Prospect, Scule de broșat (Brocce) firma : S.p.a. Marchello-Torino, Italia.

[16] * * * : Prospect. High Precision Broaches, Matrix, Anglia.

[17] * * * : Manuale del tecnico (8-a edizione) Valenite Modco, Milano, Italia.

[18] * * * : Cartea mașinii de broșat Tip. MB 1,5—15 (Intrep. Mecanică Plopeni — Prahova).

[19] * * * : Standardul de stat — STAS 2671—66 (Arbori și butuci canelați, dimensiuni și toleranțe).

[20] * * * : Standardele de stat, STAS 791—66 (oțeluri aliate și oțeluri aliate superioare pentru construcția de mașini) STAS 880—66 (oțeluri-carbon de calitate și oțeluri superioare pentru construcția de mașini).

[21] * * * : Standardul de stat, STAS 7382—66 (oțeluri rapide pentru scule).

CZ : 621.91 : 621.88

Calculul profilului frezei-disc pentru prelucrarea șuruburilor trapezoidale

Dr. ing. Nicolae **OANCEA**, dr. ing. Emil **ȚÂRU** — Universitatea — Galați

Introducere

Tehnologia frezării șuruburilor trapezoidale este des utilizată la prelucrarea filetului șuruburilor de mișcare, fie ca procedeu preliminat pentru șuruburile de mare precizie și de pas mic, fie ca procedeu final pentru șuruburile cu pas mare (șuruburi de diametru mare și cu mai multe începuturi). În ambele cazuri, determinarea cît mai exactă a profilului frezei disc se impune ca una dintre condițiile de bază ce trebuie respectate pentru asigurarea preciziei prelucrării.

Metodele de determinare a profilului sculei destinate obținerii filetelor trapezoidale (ca și a altor filete), atît pe cale grafică cît și grafo-analitică [1, 2], introduc aproximări, oricît de precis s-ar realiza construcțiile grafice. Se propune determinarea analitică a profilului frezei prin teoria înfășurării suprafețelor, asigurîndu-se o precizie înaltă a acestuia [3].

Forma filetului trapezoidal (STAS 2114—63) este arătată în figura 1. Se definesc următoarele elemente constructive : diametrul exterior, d, diametrul inferior, d_1 și diametrul mediu, d_2, precum și unghiul de înclinare a dreptelor Δ și Δ_1 care generează profilul, cu axa filetului, α. Pentru ușurință, se notează flancurile filetului cu „drept" și „stîng", iar segmentul de dreaptă determinat de prelungirea lor pe axa filetului — cu m.

Ecuațiile suprafețelor elicoidale ale flancurilor filetului

Se consideră sistemul de referință fix, Oxyz, cu axa Oz suprapusă peste axa filetului de prelucrat. Suprafețele flancurilor filetului sînt elicoizi arhimedici și se vor defini

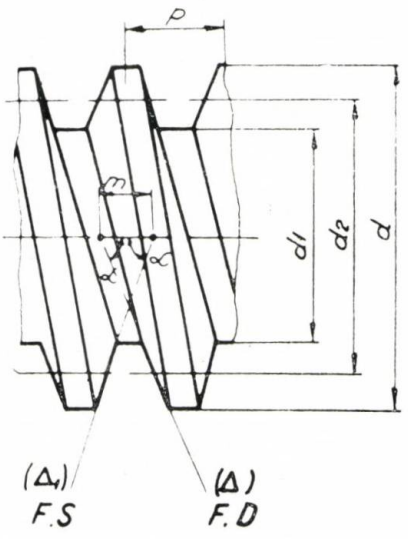


Fig. 1

în sistemul de referință fix. Elicoizii sînt generați de dreapta Δ pentru flancul drept și Δ_1 pentru flancul stîng. Se definește un sistem de referință mobil, $OXYZ$, solidar cu dreapta generatoare Δ (pentru flancul drept), figura 2.

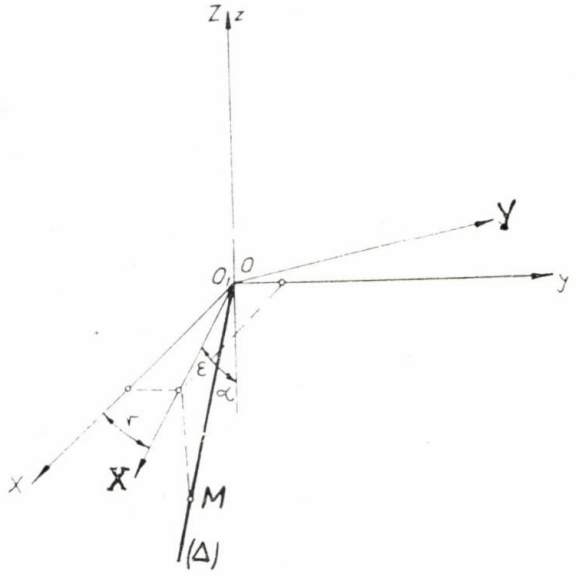


Fig. 2

Flancul drept al filetului. Un punct oarecare M de pe dreapta generatoare Δ va avea față de sistemul mobil O_1XYZ coordonatele :

$$X = t\cos\varepsilon\ ;$$

$$Y = 0$$

$$Z = -t\sin\varepsilon, \quad \text{unde}$$

$$t = O_1M, \tag{1}$$

ε — unghiul dintre dreapta Δ și axa O_1X

$$\varepsilon + \alpha = \frac{\pi}{2}.$$

Față de sistemul de referință fix Oxyz, punctul M are coordonatele :

$$\begin{Vmatrix} x \\ y \\ z \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} x_{01} \\ y_{01} \\ z_{01} \end{Vmatrix} + \alpha^T \begin{Vmatrix} t\cos\varepsilon \\ 0 \\ -t\sin\varepsilon \end{Vmatrix}, \tag{2}$$

în care :

— $\| x_{01}, y_{01}, z_{01} \|$ reprezintă coordonatele originii sistemului de coordonate mobil față de sistemul fix $Oxyz$;

— α — matricea transformării ortogonale, $\| X \| = \alpha \| x \|$.

Mișcarea elicoidală a dreptei (1) de parametru p, în jurul axei Oz $(\bar{k})$, se exprimă prin :

$$\begin{Vmatrix} x \\ y \\ z \end{Vmatrix} = \Omega^T(\bar{k}, v) \left[\begin{Vmatrix} x_{01} \\ y_{01} \\ z_{01} \end{Vmatrix} + \alpha^T \begin{Vmatrix} t\cos\varepsilon \\ 0 \\ -t\sin\varepsilon \end{Vmatrix} \right] + p\, v\, \bar{k}, \tag{3}$$

unde :

$$\| x_{01}, y_{01}, z_{01} \| = \| 0,\ 0,\ 0 \|,$$

iar :

$$\Omega(\bar{k}, v) = \begin{Vmatrix} \cos v & \sin v & 0 \\ -\sin v & \cos v & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix} —$$

— este matricea transformării de rotație în jurul axei de versor k, cu unghiul de rotație v.

Deci ecuația suprafeței elicoidale generate, (Σ), față de sistemul de referință fix va avea forma :

$$(\Sigma)\begin{cases} x = u\cos v, \\ y = u\sin v, \\ z = -u\,\mathrm{tg}\,\varepsilon + p\,v, \end{cases} \tag{4}$$

în care $u = t\cos\varepsilon$.

Flancul stîng al filetului. Punctul M_1, punct curent al dreptei generatoare Δ_1, are :

$$X = t_1 \cos \varepsilon = u_1 \qquad (5)$$
$$Y = 0$$
$$Z = t_1 \sin \varepsilon - m = u_1 \operatorname{tg} \varepsilon - m,$$

în care : $t_1 = AM_1$, $m = O_1A$ și $u_1 = t_1 \cos \varepsilon$.

Analog se află suprafața elicoidală (Σ_1) generată de Δ_1 :

$$(\Sigma_1)\begin{cases} x = u_1 \cos v \\ y = u_1 \sin v \\ z = u_1 \operatorname{tg} \varepsilon - m + p\, v. \end{cases} \qquad (6)$$

Înfășurătoarea suprafeței elicoidale

Suprafețele elicoidale ale flancurilor filetului Σ (4) și Σ_1 (6) se consideră ca înfășurătoarele unei suprafețe de rotație (S), cu axa de rotație $\overline{L}$ (fig. 4).
Caracteristica suprafețelor S și Σ respectiv S și Σ_1 este locul geometric al punctelor M de pe Σ respectiv Σ_1 pentru care normala la suprafața elicoidală intersectează axa de rotație $\overline{L}$ a suprafeței S.

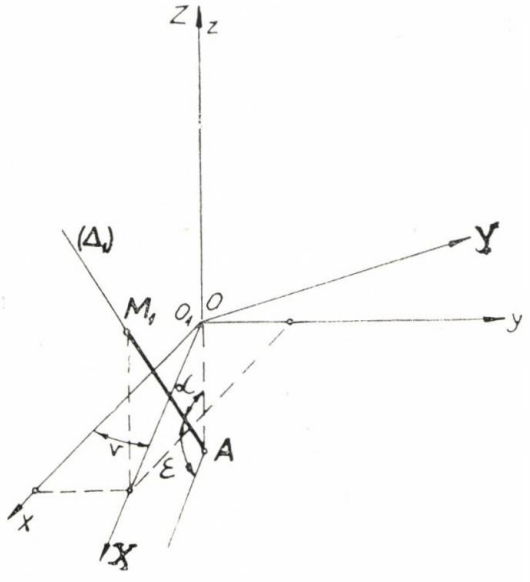


Fig. 3

Flancul drept al filetului. Notînd cu $\overline{r}$ vectorul punctului curent pe Σ de componente (4) normala la suprafață, $\overline{N}\Sigma$ este :

$$\overline{N}\Sigma = \overline{r}_u x \overline{r}_y = N\Sigma x \cdot \overline{i} + N\Sigma y \cdot \overline{j} + N\Sigma \cdot \overline{k}, \qquad (7)$$

în care :

$$\overline{r}_u = \begin{Vmatrix} \cos v \\ \sin v \\ -\operatorname{tg} \varepsilon \end{Vmatrix} \qquad (8)$$

și :

$$\overline{r}_v = \begin{Vmatrix} -u \sin v \\ u \cos v \\ p \end{Vmatrix}$$

De aici :

$$N\Sigma x = p \sin v + u \operatorname{tg} \varepsilon \cos v,$$
$$N\Sigma y = -p \cos v + u \operatorname{tg} \varepsilon \sin v, \qquad (9)$$
$$N\Sigma z = u.$$

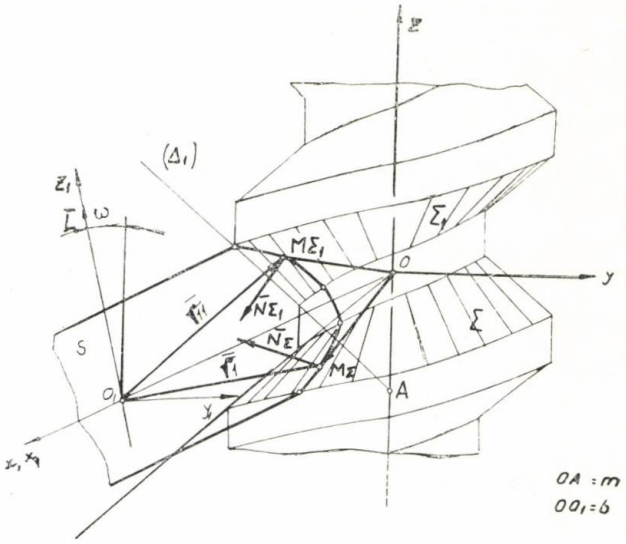


Fig. 4

Axa de rotație $\overline{L}$ a suprafeței S :

$$\overline{L} = (O, -\sin \omega, \cos \omega) \qquad (10)$$

Condiția ca normala $\overline{N}\Sigma$ să intersecteze axa L a suprafeței de rotație $\overline{S}$ se va exprima prin condiția de coplanaritate a dreptelor determinate de $\overline{N}\Sigma$, $\overline{L}$ și $\overline{O_1M}$. $\overline{O_1M} = \overline{r}_1$ — vectorul punctului curent de pe suprafața Σ, față de sistemul de referință x_1, y_1, z_1 — solidar cu axa $\overline{L}$), iar $\overline{r}_1 = \{x - b, y, z\}$. (11)

Condiția ca vectorul $\overline{N}\Sigma$ (9) să intersecteze axa $\overline{L}$ poate fi pusă sub forma :

$$(\overline{r}_1 x \overline{N}\Sigma) \cdot L = 0,$$

adică :

$$\begin{vmatrix} x - b & y & z \\ N\Sigma x & N\Sigma y & N\Sigma z \\ 0 & -\sin \omega & \cos \omega \end{vmatrix} = 0. \qquad (12)$$

Dezvoltînd determinantul și înlocuind x, y, z din (4) și proiecțiile lui $\overline{N}\Sigma$ din (9) se ajunge la o expresie de forma : $Au^2 \cos v + (B \sin v - C\, v \cos v - D)\, u - E\, v \sin v + F \cos v = 0$, (13)

în care :

$A=(1+\mathrm{tg}^2\varepsilon)\cdot\mathrm{tg}\,\omega$;

$B=(p\cdot\mathrm{tg}\,\omega-b)\cdot\mathrm{tg}\,\varepsilon$;

$C=p\cdot tg\,\omega\cdot\mathrm{tg}\,\varepsilon$;

$D=p+b\cdot tg\,\omega$;

$E=p^2\cdot tg\,\omega$;

$F=p\cdot b$;

$\varepsilon=90°-\alpha$;

b — distanța dintre axa filetului și a frezei disc ;

ω — unghiul de înclinare a elicei exterioare a filetului.

Condiția (13) asociată ecuației (4) determină caracteristica C a suprafețelor S și Σ.

Flancul stîng al filetului. În mod analog se poate considera suprafața Σ_1(6) — figura 4 — și se poate afla condiția pentru determinarea caracteristicii C_1 a suprafețelor S și Σ_1.

$$Au_1^2\cos v_1+(-B\sin v+Cv\cos v-G\cos v-D)\cdot$$

$$\cdot u_1-Ev\sin v+F\cos v+H\sin v=0, \quad (14)$$

unde : $G=m\cdot\mathrm{tg}\,\varepsilon\cdot\mathrm{tg}\,\omega$, $H=m\cdot p\cdot\mathrm{tg}\,\omega$

Din relațiile (13) și (14) se pot deduce dependențe de forma :

$$u=\varphi\,(v),$$

$$u_1=\varphi_1(v),$$

și deci ecuațiile caracteristicii $(C_{\Sigma,s})$ în formă parametrică devin :

$$(C_{\Sigma,s})\begin{cases} x=\varphi\,(v)\cos v, \\ y=\varphi\,(v)\sin v, \\ z=-\varphi(v)\,\mathrm{tg}\,\varepsilon+p\cdot v, \end{cases} \quad (15)$$

pentru flancul drept și similar pentru flancul stîng $(C_{\Sigma_1,s})$.

Prin rotirea caracteristicilor $(C_{\Sigma,s})$, $(C_{\Sigma_1,s})$ în jurul axei $\overline{L}$ se obține suprafața căutată a sculei S.

Dacă suprafața S se referă la un sistem de coordonate x_1, y_1, z_1 solidar cu axa $\overline{L}$, atunci ecuația porțiunii din suprafața S, corespunzătoare flancului drept (de exemplu) capătă forma :

$$x_1=\varphi\,(v)\cos v-b, \quad (16)$$

$$y_1=\varphi\,(v)\sin v\cos\omega-[\omega\,(v)\mathrm{tg}\,\varepsilon-p\,v]\sin\omega,$$

$$z_1=-\varphi(v)\sin v\cos\omega-[\varphi(v)\mathrm{tg}\,\varepsilon-p\,v]\cos\omega$$

Similar se determină și ecuațiile pentru porțiunea de suprafață S corespunzătoare flancului stîng.

Profilul sculei în secțiunea axială se determină cu relațiile :

$$R_1=\sqrt{x_1^2(v)+y_1^2(v)}\,, \quad (17)$$

$$Z_1=Z_{1(v)},$$

pentru fiecare porțiune separat.

Exemplu de calcul

Pentru exemplificare, s-a considerat un filet Tr 62 x 32 (două începuturi), STAS 2113—63, pentru care s-a determinat profilul frezei-disc cu care se va prelucra șurubul corespunzător. În tabelul 1 se dau coordonatele diferitelor puncte de pe tăișurile frezei.

Tabelul 1

V [grade]	$R_1=\varnothing_1\,(V)$ [mm]	$Z_1=\varnothing_2\,(V)$ [mm]	V_1 [grade]	$r_{11}=\Psi_{1(V_1)}$ [mm]	$Z_{11}=\Psi_{1(V_1)}$ [mm]
Tăișul drept al fezei			Tăișul stîng al frezei		
0	16,75	—8,71	0	19	+1,81
1	20,37	—7,81	—1	21,9	+1,08
2	22,19	—7,35	—2	23,1	0,83
3	23,90	—6,87	—3	24,8	0,22
4	25,10	—6,51	—4	25,9	—0,07
5	26,31	—6,19	—5	26,7	—0,31
6	27,07	—5,97	—6	27,8	—0,62
7	28,09	—5,70	—7	28,8	—0,92
8	28,81	—5,51	—8	29,5	—1,09
9	29,81	—5,25	—9	30	—1,28

Pentru datele filetului, considerînd diametrul exterior al frezei de 56 mm, constantele au următoarele valori :

$A=0{,}175$; $B=-13{,}15$; $C=0{,}224$; $D=13{,}4$; $E=4{,}27$; $F=255$; $G=0{,}284$; $H=5{,}4$; $\alpha=75°$; $\varepsilon=15°$ și $\omega=9°20'$.

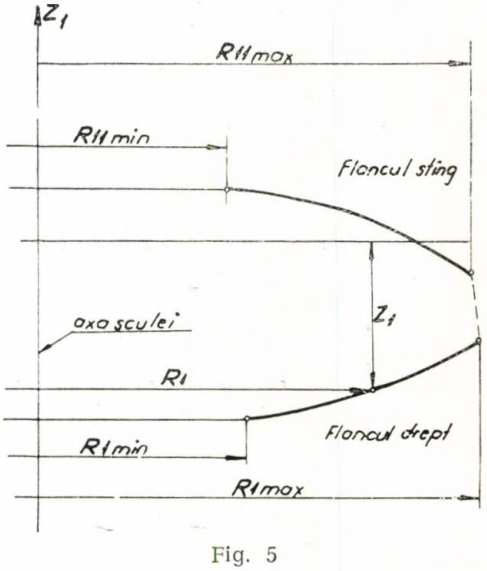


Fig. 5

Concluzii

Profilul frezei apare asimetric (fig. 5). Pentru valori mici ale unghiului elicei, corespunzătoare diametrului exterior ($\omega < 10°$), tăişurile frezei pot fi considerate simetrice. Totuşi, şi în acest caz, influenţa elicei se manifestă prin modificarea semiunghiului profilului frezei. Pentru exemplul dat, acestea au valori de 15°45' (pentru flancul drept), respectiv 16° (pentru flancul stîng, faţă de 15° — semiunghiul filetului de prelucrat (ε) Evident, pentru filete cu mai multe începuturi şi de diametre mici, elicele cărora au unghiuri mari de înclinare, profilul va avea o asimetrie accentuată.

[1] *Lăzărescu, D. I.:* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1961.

[2] *Leviţki, M. Ia.:* Rezbofrezerovanie, Moskva, Maşghiz, 1950.

[3] *Liukşin, V. S.:* Teoria vintovîh poverhnostei v proektirovanii rejuşcih instrumentov, Moskva, Maşinostroenie, 1968.

CZ : 621.92

Utilizarea maşinilor de rectificat dantura la profilarea flancurilor cuţitelor-roată

Şef lucr. dr. ing. Gheorghe **CALEA**, as. dr. ing. Gheorghe **AMZA** — Institutul Politehnic — Bucureşti

Introducere

Rectificarea flancurilor reprezintă operaţia cea mai importantă a procesului tehnologic, operaţie ce nu se poate executa decît cu destinaţie specială. În ultimul timp s-au construit maşini pentru rectificarea danturii roţilor dinţate, avînd posibilităţi de profilare a dinţilor cuţitelor-roată cu dinţi drepţi şi înclinaţi. În vederea utilizării maşinilor de rectificat dantura pentru profilarea flancurilor, sînt necesare anumite calcule pentru determinarea parametrilor de reglare.

Elementele geometrice ale cuţitelor-roată

Cuţitul-roată este o roată dinţată cilindrică cu dantură dreaptă (sau înclinată) şi cu profil evolventic, care a fost transformată în sculă aşchietoare. Profilul funcţional al dintelui cuţitului-roată corespunde cu forma proiecţiei muchiei aşchietoare pe planul frontal, normal pe axă, plan în care se produce angrenarea şi trebuie să fie identic cu profilul roţii de prelucrat, adică o linie evolventică desfăşurată de pe cercul de bază, de rază :

$$r_b = r_d \cdot \cos \alpha_d = \frac{m \cdot Z_s}{2} \cdot \cos \alpha_d \qquad (1)$$

în care :

r_d — raza cercului de divizare a cuţitului-roată ;
m — modulul ;
Z — numărul de dinţi ai sculei ;
α_d — unghiul de angrenare standardizat.

În sistemul de referinţă ales ca în figura 1, ecuaţiile parametrice ale acestei evolvente sînt :

$$X = r \cdot \cos \varphi_M \; ; \quad Y = r \cdot \sin \varphi_M \; ; \quad Z = 0, \qquad (2)$$

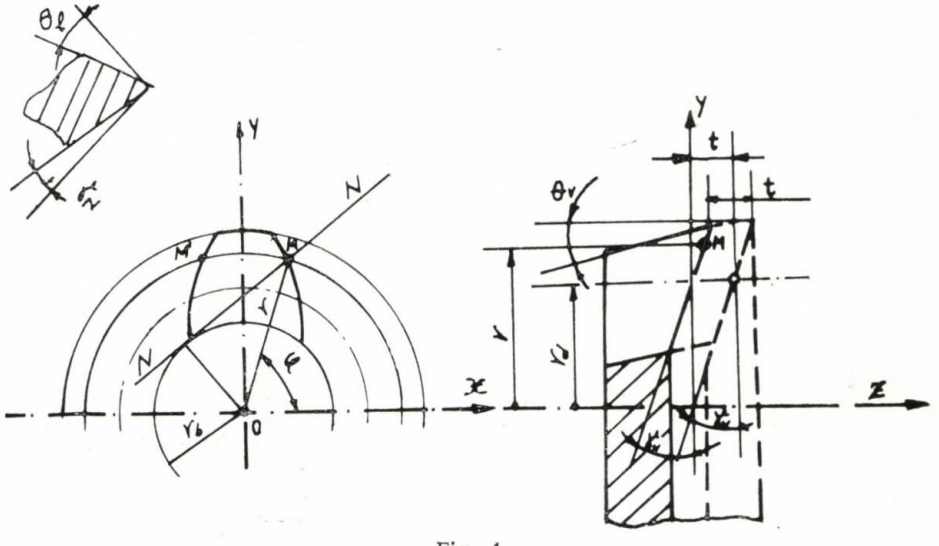


Fig. 1

în care r și φ_M sînt coordonatele punctului curent M al evolventei în planul frontal $Z=0$.

Pentru favorizarea condițiilor de așchiere, fața de degajare a cuțitului-roată, comună tuturor dinților, este o suprafață conică-circulară, care conține cercul de divizare r_d din planul xoy considerat ca secțiune de referință. Generatoarele conului fac cu planul xoy unghiul de degajare pozitiv γ_v. Ecuațiile acestei suprafețe conice în sistemul de referință oxyz vor fi :

$$X=r\cdot\cos\varphi;\ Y=r\cdot\sin\varphi;\ Z=(r-r_d)\ \operatorname{tg}\gamma_v-t \quad (3)$$

în care t poate lua valori pozitive sau negative, fiind egal cu zero în secțiunea de referință (t reprezintă grosimea stratului îndepărtat de pe suprafața de degajare prin reascuțire).

Muchia necesară tăișului dintelui ia naștere prin intersecția suprafeței evolventice primare (2), cu suprafața de degajare (3) :

$$X_M=r\cdot\cos\varphi;\ Y_M=r\cdot\sin\varphi;\ Z_M=(r-r_d)\ \operatorname{tg}\gamma_v-t \quad (4)$$

Pentru ca dinții cuțitului-roată să formeze fiecare cîte un cuțit de mortezat, trebuie ca, pe fiecare porțiune de tăiș, acestea să posede unghiurile de așezare necesare.

Porțiunea de tăiș de la vîrful dintelui capătă unghiul de așezare necesar prin strunjirea conică, sub unghiul α_v al suprafeței periferice exterioare a sculei.

Unghiul de așezare lateral se obține prin formarea flancurilor ca niște suprafețe evolventice elicoidale-cilindrice, fiecare dintre acestea avînd înclinarea spre interiorul capului dintelui, adică cele două elicoide ale celor două flancuri avînd sensuri de rotire opuse. Ecuațiile flancului lateral evolventic-elicoidal al dintelui (feței de așchiere) se pot scrie sub forma :

$$X_\alpha=r\cdot\cos\varphi;\ Y_\alpha=r\cdot\sin\varphi;\ Z_\alpha=(r-r_d)\operatorname{tg}\gamma_v-p_e(\varphi-\varphi_m), \quad (5)$$

în care $p_e=\dfrac{P_e}{2\Pi}$ — este parametrul elicei cilindrice, P_e fiind pasul acesteia în direcția paralelă cu axa cilindrului (pentru flancul stîng).

Dacă se intersectează flancurile definite prin ecuația (5) cu planul frontal $Z=0$ se obține curba cu coordonatele :

$$\varphi=\varphi_m+\frac{(r-r)\operatorname{tg}\gamma_v}{P_e},\quad Z=0, \quad (6)$$

care se vede că nu este evolventică, deoarece coordonatei evolventice φ_m i se adaugă abaterea unghiului variabil

$$\Delta\varphi=\varphi-\varphi_m=\frac{(r-r)\operatorname{tg}\gamma_v}{P_e} \quad (7)$$

Din această cauză se înlocuiește profilul neevolventic al cuțitului-roată definit de curba (6) cu un profil evolventic de înlocuire cu unghiul de angrenare modificat conform relației :

$$\operatorname{tg}\alpha_s=\operatorname{tg}\alpha_d\,(1+\operatorname{tg}\gamma_v\cdot\operatorname{tg}\alpha_v) \quad (8)$$

Unghiul de așezare pe cilindrul de divizare este dat de relația (9), dedusă geometric conform figurii 2 :

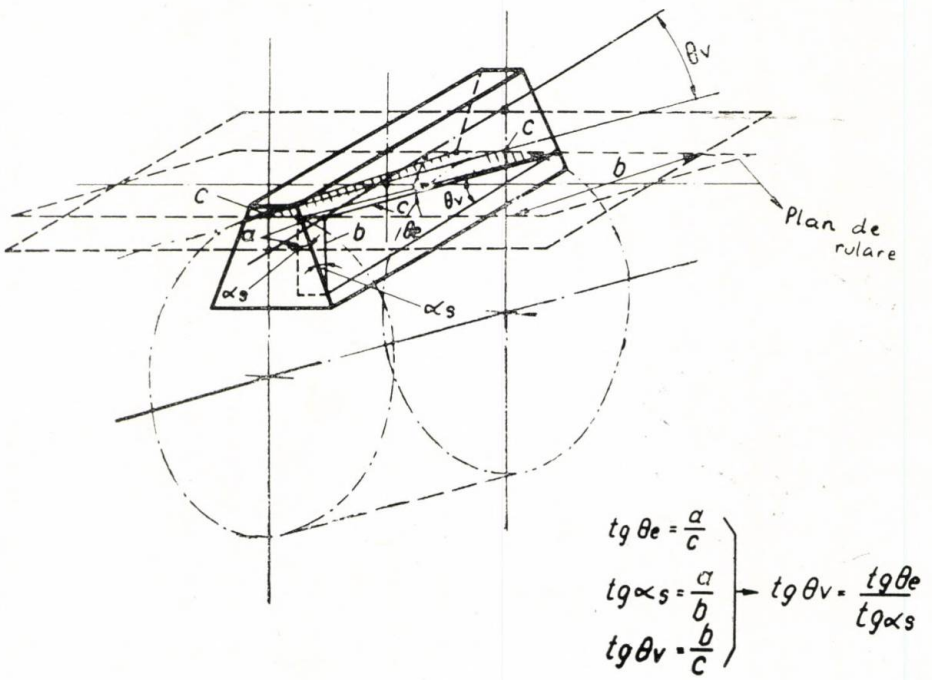


Fig. 2

$$\operatorname{tg}\theta_l = \operatorname{tg}\theta_v \cdot \operatorname{tg}\alpha_d \qquad (9)$$

care înlocuit în relația (8) se obține în final :

$$\operatorname{tg}\alpha_s = \operatorname{tg}\alpha_d + \operatorname{tg}\gamma_v \cdot \operatorname{tg}\theta_l \qquad (10)$$

în care :

α_s — unghiul de angrenare al cuțitului-roată ;
θ_l — unghiul de așezare pe cercul de divizare (lateral).

Determinarea elementelor de reglare în vederea profilării flancurilor cuțitelor-roată pe mașinile de rectificat dantura

Notații utilizate :

Z — numărul de dinți cuțit-roată ;
m_n — modul normal ;
α_d — unghiul de angrenare STAS ;
α_s — unghiul de angrenare frontal ;
$\alpha_{s1,2}$ — unghiul de angrenare frontal pe cele două flancuri ;
$\beta_{b1,2}$ — unghiul de înclinare pe cercul de bază al celor două flancuri ;
α_{d1} — unghiul de angrenare pe cercul de rulare ;
d_1 — diametrul de rulare ;
α_p — unghiul de profil al discului abraziv ;
D_T — diametrul tamburului de rulare.

În mod practic, succesiunea determinării prin calcul a elementelor necesare reglării mașinilor de rectificat pentru rectificarea flancurilor cuțitelor-roată este următoarea :

1. Se calculează unghiul de angrenare frontal α_s folosind relația (9), în care se acceptă valorile parametrice :

$$\gamma_v = 5° \; ; \; \theta_l = 2° \; ; \; \operatorname{tg}\theta_v = \frac{\operatorname{tg}\theta_l}{\operatorname{tg}\alpha_s} . \qquad (11)$$

Unghiul θ_v este unghiul sub care se înclină sania mașinii de rectificat, conform figurii 3.

2. Se calculează unghiul de angrenare pe cercul de rulare cu relația :

$$\operatorname{tg}\alpha_{d1} = \operatorname{tg}\alpha_p \cdot \cos\theta_v . \qquad (12)$$

3. Se determină unghiul de înclinare pe cercul de bază β_b, folosind relația :

$$\sin\beta_b = \frac{\cos\alpha_s}{\cos\alpha_{d1}} \cdot \sin\beta_d . \qquad (13)$$

4. Se determină apoi diametrul de rulare d_1 cu relația :

$$d_1 = Z \cdot m_n \cdot \frac{\cos\alpha_s}{\cos\alpha_s \cdot \cos\beta_d} . \qquad (14)$$

Calculul

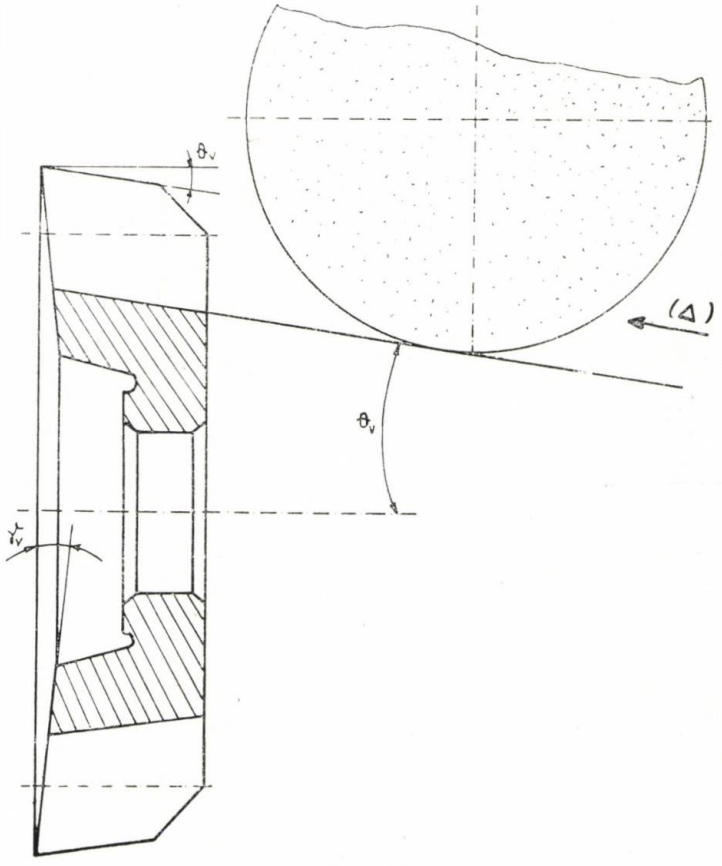


Fig. 3

unghiului de angrenare α_{d1} pe cercul de rulare d_1 este necesar, deoarece unghiul de profil al discului abraziv α_p diferă în general de unghiul de angrenare frontal α_s, rularea

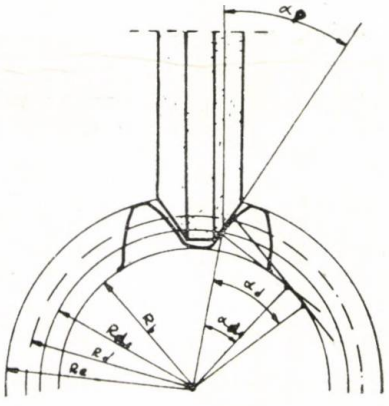


Fig. 4

avînd loc pe diametrul d_1 (fig. 4), și pe direcția Δ (fig. 3) înclinată cu unghiul de așezare la vîrf θ_v.

5. Se determină diametrul tamburului de rulare D_T cu relația: $D_T = d_1 - \delta$, în care: δ este grosimea benzii de rulare, care, în general, are valoarea 0,2 mm pentru $d_1 < 80$ mm și 0,3 mm pentru $d_1 > 80$ mm.

Exemple de calcul pentru cuțit-roată cu dinți drepți

Se cunosc elementele cuțitului roată:

$Z = 38,\ m = 2,\ \alpha_d = 20°,\ \theta_l = 2°,\ \gamma_v = 5°,\ \alpha_p = 15°$

Se determină:

$\alpha_s)$ $\quad \operatorname{tg} \alpha_s = \operatorname{tg}20° + \operatorname{tg}2° \cdot \operatorname{tg}5° = 0{,}36703$

$\alpha_s = 20°09'16''$

$\theta_v)$ $\quad \operatorname{tg} \theta_v = \dfrac{\operatorname{tg}2°,}{\operatorname{tg}20°09'16''} = 0{,}095145$

$\theta_v = 5°26'50''$

$\alpha_{d_1})$ $\quad \operatorname{tg} \alpha_{d_1} = \operatorname{tg}15° \cdot \cos 5°26'50'' = 0{,}26674$

$\alpha_{d_1} = 14°56'07''$

$d_1)$ $\quad d_1 = 38 \cdot 2 \cdot \dfrac{\cos 20°09'16''}{\cos 14°56'07''} = 73{,}841$

$D_T)$ $\quad D_T = 73{,}841 - 0{,}3 = 73{,}541$

Exemplu de calcul pentru cuțit-roată cu dinți înclinați

Se cunosc elementele cuțitului-roată:

$Z = 36;\ m_n = 2;\ \alpha_d = 20°;\ \beta_d = 2°\ \ \gamma_v = 5°$

Se determină:

$\alpha_s)$ $\quad \operatorname{tg} \theta_v = \operatorname{tg}20° + \operatorname{tg}5° \cdot \operatorname{tg}2° = 0{,}36703$

$\alpha_s = 20°09'16''$

$\theta_v)$ $\quad \operatorname{tg} \theta_v = \dfrac{\operatorname{tg}2°,}{\operatorname{tg}20°09'16''} = 0{,}095145$

$\theta_v = 5°26'50''$

$\alpha_{d_1})$ $\quad \operatorname{tg} \alpha_{d_1} = \operatorname{tg}15° \cdot \cos 5°26'50'' = 0{,}26674$

$\alpha_{d_1} = 14°56'07''$

$\beta_d)$ $\quad \sin \beta_d = \dfrac{\cos 20°09'16''}{\cos 14°56'07''} \cdot \sin 20° = 0{,}34202$

$\beta_d = 19°24'31''$

$d_1)$ $\quad d_1 = 36 \cdot 2 \dfrac{\cos 20°09'16''}{\cos 14°56'08'' \cdot \cos 19°24'31''} =$

$= 74{,}169$

$D_T)$ $\quad D_T = 74{,}169 - 0{,}2 = 73{,}969$ mm

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sauer, I.*: Scule pentru danturare, București, Editura tehnică, 1962.

[2] * * *: Cartea mașinii de rectificat dantură, Kolb $K_{Z.30}$.

CZ : 621.83

Asigurarea calității canelurii roților dințate

Ing. Carol **ELEKEȘ** — Intreprinderea de strunguri — Arad

Introducere

În construcția mașinilor unelte, pentru asigurarea funcției organologice cerute a ansamblului canelat cu centraj interior (arbori și butuci canelați), este necesară realizarea canelurii butucilor canelați cu o precizie macro și microgeometrică bine determinată. Încadrarea riguroasă în dimensiuni limite a canelurilor conform [14], precum și obținerea calității superioare a suprafețelor acestora sînt deziderateleprincipale ale tehnologiilor și ale SDV-isticii moderne.

În privința asigurării calității canelurilor, cele mai mari dificultăți tehnologice apar la piesele confecționate din oțel de cementare În acest caz alezajul pentru conducerea și ghidarea broșei se execută cu adaos de rectificare [4, 5], iar piesele cu butuci canelați (roțile dințate) sînt în stare cementată.

După operația de broșare a canelurii urmează călirea și îndepărtarea adaosului lăsat prin operația de rectificare, obținînd astfel alezajul de centrare a canelurii. Canelura executată după acest model tehnologic, poate prezenta următoarele deficiențe :

— calitatea necorespunzătoare a suprafețelor canelurii după tratament termic ;

— deformații dimensionale ale canelurii după tratament termic ;

— abaterea (excentricitatea) canelurii în raport cu alezajul de centrare, etc.

Toate aceste deficiențe pot fi eliminate prin utilizare în final a broșelor de calibrare prin presare, unde broșa este condusă și ghidată după suprafața funcțională (alezajul de centrare) a roților dințate. Această ultimă operație de broșare de calibrare se execută, de preferință, la montaj — înaintea asamblării cu contrapiesă (arbore canelat) pe o presă mică de montaj.

Proiectarea broșelor de calibrare prin presare

Forma constructivă și parametrii geometrici ai broșelor de calibrare sînt prezentate în figura 1.

Parametrii părții aschietoare și elementele constructive se determină, la broșele de calibrare după cum urmează :

1. Diametrul de conducere și ghidare :

$$d=[D_i]^{-a_{sd}}_{-a_{id}}, \quad [\text{mm}] \qquad (1)$$

în care :

D_i — diametrul interior nominal și minim (de centrare) al canelurii totodată și alezajul de conducere a broșei conform STAS 2671—66 ;

a_{sd} — abaterea superioară și a_{id} abaterea inferioară se încadrează în cîmpul de toleranță g6 (STAS 8104—68).

2. Lățimea de așchiere a dinților :

$$b=[B+A_i+0{,}020]-a_i \text{ în care : [mm]} \qquad (2)$$

B — lățimea nominală a canelurii ;

A_i — abaterea inferioară a lățimii canelurii ambele conform STAS 2671—66 ;

a_i — abaterea inferioară a lățimii de așchiere a dinților, mărime ce se încadrează în cîmpul de toleranță h6 (STAS 8104—68).

Respectînd această lățime de așchiere a dinților broșei, prin calibrare se poate corecta abaterile dimensionale de poziție și de formă a canelurii în raport cu alezajul de centrare.

3. Lățimea părții de conducere :

$$b_c=[B-0{,}030]-a_i \qquad [\text{mm}] \quad (13)$$

4. Diametrul exterior al părții de conducere :

$$d_e=D_e-(1\ldots2), \text{ în care : } \qquad [\text{mm}] \quad (4)$$

D_e — diametrul exterior nominal al canelurii, conform STAS 2671—66.

5. Mărimea degajului părții de conducere, pentru detaliul A, se construiește la scară cu următoarele valori recomandate : $t=1\ldots2$ mm și $r_1=0{,}5\ldots1$ mm. Valorile inferioare se referă la o canelură cu dimensiuni mici, iar cele superioare (pentru o canelură cu dimensiuni mai mari), din șirul recomandat pentru mașini-unelte de [14]. Parametrii geometrici ai profilului dinților broșei într-o secțiune axială pentru cele mai frecvente dimensiuni nominale ale canelurii, utilizate în construcția mașinilor unelte se determină în conformitate cu tabelul 1.

Se menționează că la broșele de calibrare nu se pune problema dimensionării golului dintre dinți la volumul total de așchie îndepăr-

tat, nici problema verificării numărului maxim de dinți care așchiază simultan în piesă ca în lucrările [4, 5], deoarece dinții acestor broșe au numai rol de calibrare. Datele prezentate în tabelul 1 sînt rezultatele experimentărilor.

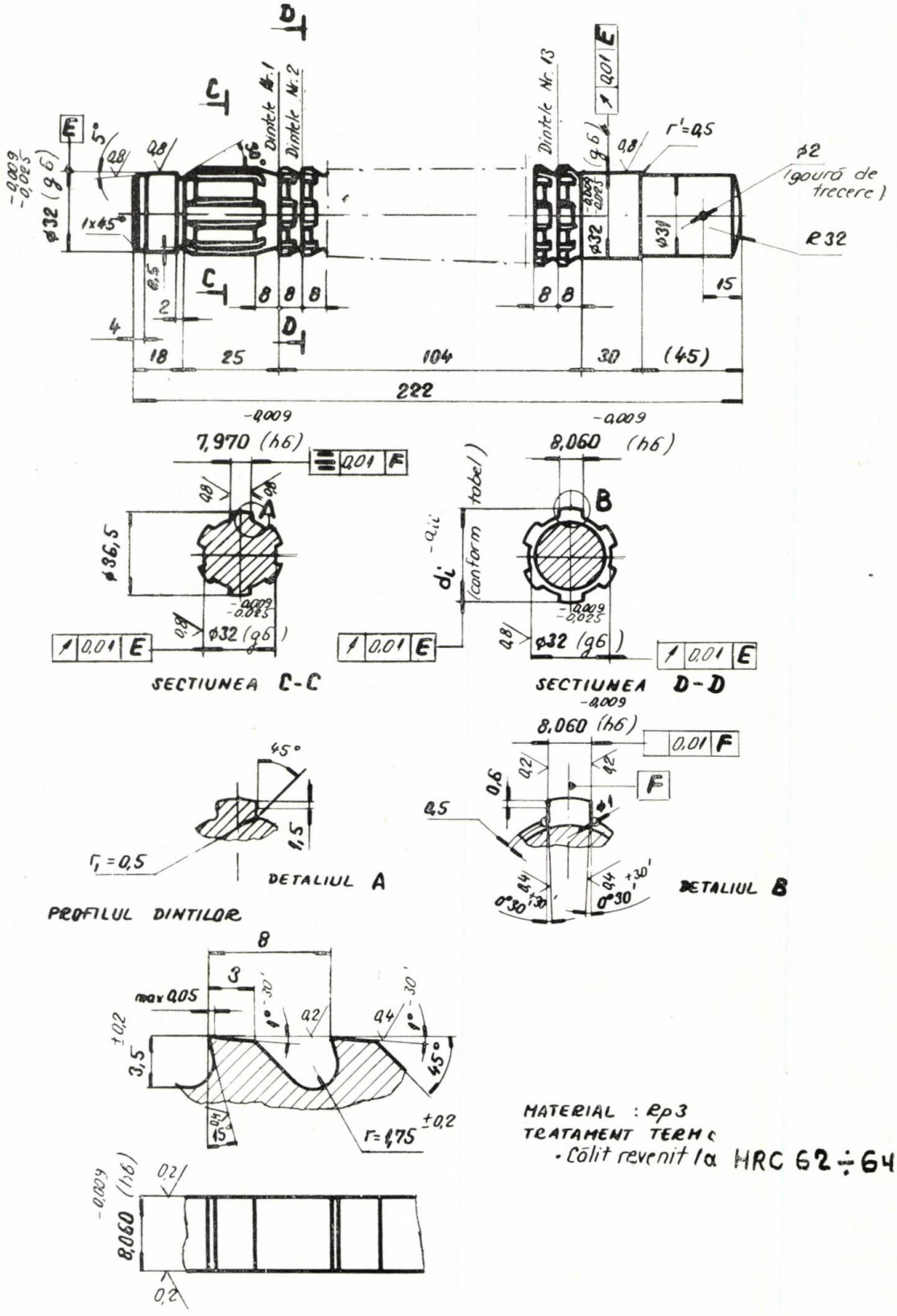


Fig. 1 Forma constructivă și parametrii geometrici ai broșelor de calibrare.

6. Numărul dinților broșei se calculează cu relația :

$$n = \frac{D_e - D_i}{2a} + 1 \qquad (5)$$

în care :

— mărimea supraînălțării pe raza broșei de calibrare se ia $a = 0{,}250$ mm.

Profilul dinților broșei de calibrare

Tabelul 1

Intervalul diametrului alezajului de centrare a canelurii	Pasul broșei p	Înălțimea dinților h	Fața de așezare f_1	Raza de rotunjire la piciorul dintelui r
∅ 21 ... ∅ 25	7	2,5	2,8	1,25
∅ 26 ... ∅ 40	8	3,5	3	1,75
∅ 41 ... ∅ 62	9	4,5	3,2	2,25

7. Diametrele crescătoare corespunzătoare dinților broșei se calculează cu relațiile :

(6)

— pentru primul dinte : $d_1 = d + 2a$; [mm]

— pentru dintele de rangul „i" : $d_i = d + 2ia$, [mm] (7)

i având domeniul de variație $i = 1 \ldots n\text{-}1$, pentru penultimul dinte : $d_{n-i} = d + 2(n\text{-}1)a$;

— pentru ultimul dinte :

$$d_n[d_{n-1} + A_{ie} + a_{ii}] - a_{ii} \text{ [mm]}, \qquad (9)$$

în care :

A_{ie} — abaterea inferioară a diametrului exterior a canelurii ;

a_{ii} — abaterea inferioară de execuție a fiecărui diametru, ca mărime încadrîndu-se în cîmpul de toleranță h6 (conform STAS 8104—68).

Broșele de calibrare prin presare sînt scurte asigurînd astfel o mare productivitate ; lungimile lor constructive se determină conform tabelului 2.

Lungimile constructive recomandate ale broșelor de calibrare

Tabelul 2

Lungimile constructive ale broșei de calibrare în mm	
$l_0 = 3 \ldots 5$	$l = 15 \ldots 20$
$l_c = 25 \ldots 35$	$l_a = p \cdot n$
$l_g = 30 \ldots 35$	$l_d = 40 \ldots 45$
$L = l + l_c + l_a + l_g + l_d$	

Limitele inferioare ale valorii lungimilor din tabelul 2 se referă la broșe care calibrează caneluri mici din seria de tipodimensiuni standardizate (STAS 82671—66) ale butucilor canelați, iar valorile superioare ale lungimilor se referă la broșe pentru caneluri mai mari. Pentru asigurarea unui contact punctiform (teoretic la presare, raza părții frontale a broșei se determină cu relația aproximativă :

$$R \cong d \qquad \text{[mm]} \qquad (10)$$

Exemplu

Să se proiecteze o broșă de calibrare prin presare pentru corectarea canelurii, după tratament termic, a unui lot de roți dințate confecționate din oțel de cementare. Dimensiunile nominale ale canelurii cu profil dreptunghiular cu 6 caneluri, cu centrare interioară a roții dințate este 32 x 38 x 8, iar toleranța de execuție pentru asigurarea unui ajustaj al asamblării canelate cu caracter mobil se cere conform STAS 2671—66.

Rezolvare

Dimensiunile nominale și toleranțele canelurii conform STAS 2671—66 care sînt necesare pentru proiectarea broșei au următoarele valori :

$D_i + A_{si} = 32^{+0{,}027}$ [mm] (diametrul interior) ;

$D_{e\,+A_{ie}}^{+A_{se}} = 38^{+0{,}500}_{+0{,}170}$ [mm] (diametrul exterior) ;

$B_{+A_i}^{+A_s} = 8^{+0{,}070}_{+0{,}040}$ [mm] (lățimea canalelor).

În conformitate cu capitolul anterior, parametrii așchietori și elementele constructive se determină la broșele de calibrare, pe rînd :

— diametrul de conducere și ghidare :

$$d = 32^{-0{,}009}_{-0{,}025} \text{ (g 6)} ; \quad \text{[mm]}$$

— lățimea de așchiere a dinților :

$$b = [B + A_l + 0{,}020] = 8 + 0{,}040 + 0{,}020 = 8{,}060 \text{ [mm]}$$

abaterea inferioară de execuție a lățimii de așchiere, fiind : $a_i = -0{,}009$ (h6) ;

— lățimea părții de conducere :

$b = B - 0{,}030 = 8 - 0{,}030 = 7{,}970$ [mm], iar abaterea inferioară, $a_i = -0{,}009$ (h6) ;

— diametrul exterior al părții de conducere :

$$d_e = D_e - (1 \ldots 2) = 38 - 1{,}5 = 36{,}5 \text{ [mm]} ;$$

— parametrii geometrici ai profilului dinților broșei, în funcție de diametrul alezajului de centrare a canelurii, se stabilesc din tabelul 1 : $p = 8$ mm ; $h = 3{,}5$ mm ; $f_1 = 3$ mm ; $r = 1{,}75$ mm ;

— numărul dinților broșei :

$$n = \frac{D_e - D_i}{2a} + 1 = \frac{38-32}{2 \cdot 0{,}250} + 1 = 13 ;$$

— diametrele crescătoare ale dinților :

— pentru primul dinte :

$d_1 = d + 2a = 32 + 2 \cdot 0{,}250 = 32{,}500$

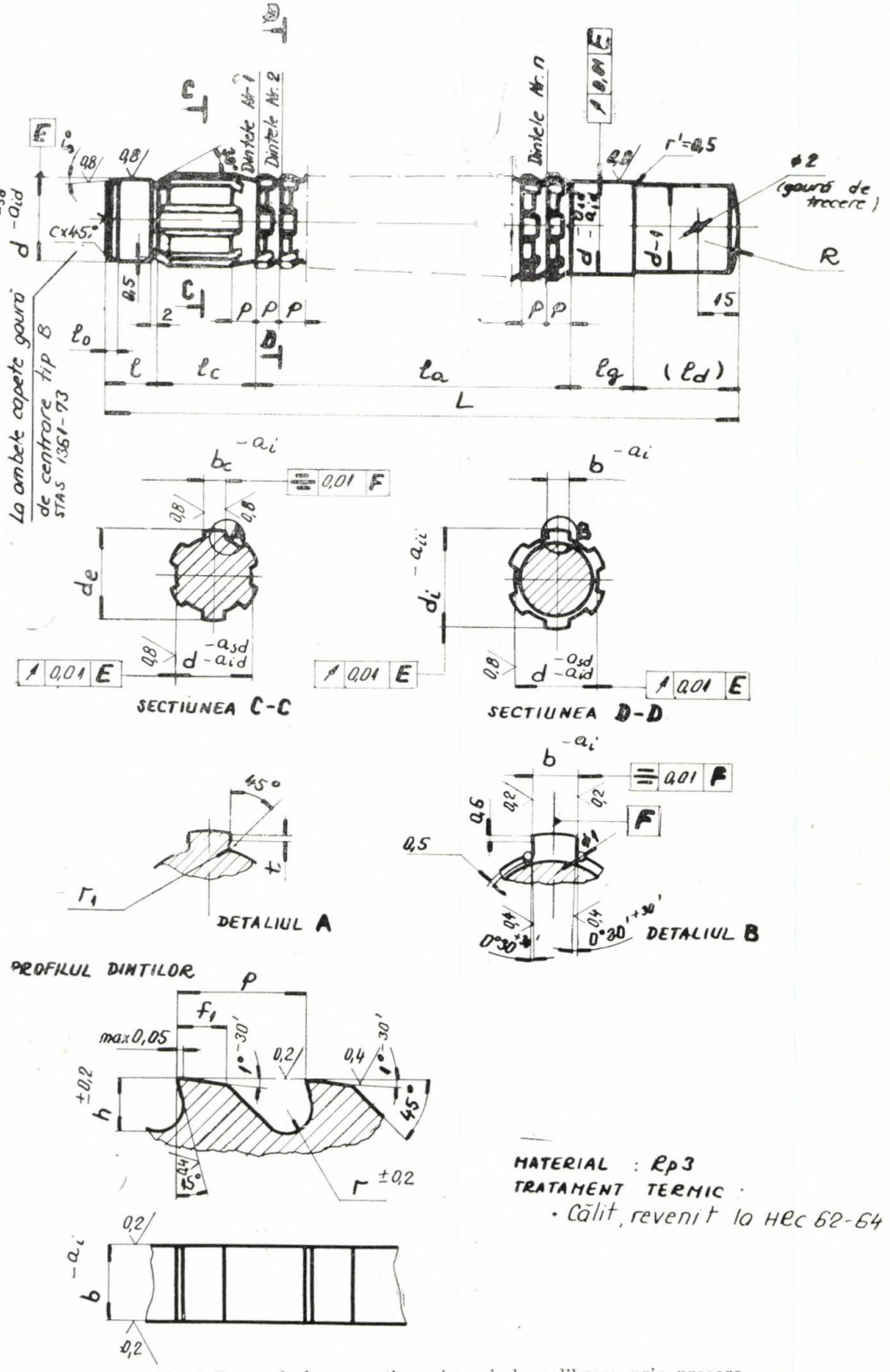


Fig. 2 Desenul de execuție a broșei de calibrare prin presare.

— pentru al doilea dinte :

$d_2 = 2 \cdot 2a = 32 + 2 \cdot 2 \cdot 0.250 = 33{,}000$

— pentru penultimul dinte :

$d_{12} = d + 2 \cdot 12a = 32 + 2 \cdot 12 \cdot 0{,}250 = 38{,}000$

— pentru ultimul dinte :

$d_{13} = d_{12} + A_{ie} + a_{id} = 38 + 0{,}170 + 0{,}016 = 38{,}186$

La fiecare diametru se aplică abaterea inferioară de execuție $a_{ii} = 0{,}016$ (h6). În tabelul 3, sînt redate diametrele broșei de calibrare.

Diametrele broșei

Tabelul 3

Dintele Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Diametrul dinților d_i	32,500	33,000	33,500	34,000	34,500	35,000	35,500	36,000	36,500	37,000	37,500	38,000	38,186
Toleranța de execuție	—0,016 (h6)												

Stabilind și alegînd lungimile constructive ($l_a + p \cdot n = 8 \cdot 13 = 104$ mm) din tabelul 2, în figura 2 se prezintă desenul de execuție a broșei de calibrare prin presare.

Concluzii

Prin utilizarea broșelor de calibrare se poate îmbunătăți calitatea suprafețelor canelurii și corecta deformațiile dimensionale și abaterile canelurii în raport cu alezajul de centrare, degradate și deteriorate în urma tratamentului termic al roților dințate confecționate din oțel de cementare.

Broșele de calibrare, utilizate — de preferință — la montaj înaintea asamblării butucului pe arbore avînd o lungime scurtă, sînt foarte productive și au un preț de cost redus ; datorită modului de acționare prin presare înlocuind broșele de calibrare prin tracțiune, ele pot descongestiona mașinile de broșat de la uzinaj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexeev, G. A. ș.a. :* Calculul și construcția sculelor așchietoare. Editura tehnică, 1953.

[2] *Bakondi, K. ș.a. :* A gépgjártás technologiaja. Vol. I, Budapest, 1966.

[3] *Elekeș, C. ș.a. :* Cu privire la stabilirea unor corelații între parametrii de așchiere a broșelor și caracteristicile materialelor de broșat. Sesiunea de comunicări științifice a tinerilor din ramura construcțiilor de mașini. București, 6—8 aprilie, 1972. Secția III-D. Tehnologia prelucrării la rece ; Scule așchietoare, dispozitive.

[4] *Elekeș, C. :* Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor de așchiere a broșelor. In : „Construcția de mașini", nr. 9/1975.

[5] *Elekeș, C. :* Exemple de proiectare a broșelor în scopul măririi preciziei dimensionale și a îmbunătățirii calității suprafețelor canelurii la butuci canelați. In . „Construcția de mașini", nr. 4/1979.

[6] *Enache, Ș. ș.a. :* Tehnologia sculelor așchietoare. Editura Tehnică, București, 1964.

[7] *Enache, Ș. :* Proiectarea și tehnologia sculelor așchietoare. Editura didactică și pedagogică, București.

[8] *Lăzărescu, I. D. :* Calculul și construcția sculelor așchietoare. Editura Tehnică, București, 1961.

[9] *Lăzărescu, I. D. :* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1964.

[10] *Sauer, L. :* Scule pentru prelucrarea găurilor. Editura Tehnică, București, 1966.

[11] *Sauer, L. :* Proiectarea sculelor, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.

[12] * * * : Normă de tipizare. Broșe MT I-14-64.

[13] * * * : Manuale del tecnico, (8-a edizione), Valenite Modeo, Milano, Italia.

[14] * * * : Standardul de stat : STAS 2671—66 (Arbori și butuci canelați, dimensiuni și toleranțe).

[15] * * * : Prospectele sculelor și mașinilor de broșat a următoarelor firme .

— Werkzeug und Maschinenfabrik KARL KLINK R.F.G.

— VEB Spezial-Werkzeugfabrik ZELLA MEHLIS R.D.G.

— High Precision Broaches, MATRIX, Anglia.

— Intreprogress Italiana, S.p.a. TRIEST Italia.

— S.p.a. MARCHELLO — Torino — Italia.

CZ : 621.9

Asupra alegerii momentelor de control optime ale mașinilor unelte din exploatare

Prof. dr. ing. Dolphi **DRIMER**, as. ing. Dan **DIMITRESCU**, as. ing. Adrian **PARIS**,
as. ing. Octavian **DONȚU** — Institutul Politehnic — București
Ing. Adrian **IONESCU** — I.C.P.M.U.A. — București

Problema costului operațiilor de mentenanță și de exploatare ale mașinilor-unelte, în orice întreprindere care le utilizează, a fost și rămîne una din problemele economice majore ale activității serviciilor de resort. Este mai rațională efectuarea unor controale periodice asupra funcționării mașinilor, decît stagnarea lor datorită defecțiunilor, care duc la încărcarea neuniformă a personalului de întreținere, fără o planificare prealabilă a acestor activități.

Dacă însă se face o planificare a controlului, cu operațiile de întreținere corespunzătoare, cheltuielile globale se diminuează considerabil. Problema care se pune, este de a găsi o modalitate de planificare a timpilor de control, și exploatare. În acest sens, cunoscînd legea de distribuție a timpilor de bună funcționare, care exprimă chiar probabilitatea de defectare în raport cu timpul, se poate determina momentul controlului, astfel încît costul total mediu să fie minim.

Presupunînd că s-a determinat fiabilitatea mașinilor de un anumit tip și s-a putut aproxima legea de distribuție a TBF printr-o lege Weibull de forma :

$$F(t)=1-e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}}, \qquad (1)$$

acestea vor avea o intensitate a defectărilor dată de :

$$Z(t)=\frac{f(t)}{R(t)}=\frac{\beta}{\alpha}(t-\gamma)^{\beta-1} \qquad (2)$$

unde s-a notat cu $\alpha=\eta^{\beta}$ [1]. (3)

Dacă parametrul de localizare $\gamma=0$, atunci intensitatea de defectare va fi :

$$Z(t)=\frac{\beta}{\alpha}t^{\beta-1} \qquad (4)$$

Dacă notăm acum cu C_1 — costul controlului și cu C_2 — pierderile datorate nefuncționării mașinii într-o unitate de timp, costul total poate fi pus sub forma :

$$C=i\cdot C_1+(x_i-t)C_2 \qquad (5)$$

în care s-au notat :

t = momentul producerii unei defectări
$x_i \geqslant t$ — momentul efectuării celui de al i-lea control

După cum se observă din expresia (4), intensitatea defecțiunilor $Z(t)$ este o funcție crescătoare pentru $\beta>1$, iar pentru $\leqslant 1$ este descrescătoare (în cazul limită $\beta=1$ este o exponențială) [2]. Aceasta conduce la ideea că și momentele de control succesive trebuie să urmeze aceeași lege, deci descrescătoare sau crescătoare, după valoarea lui β, care se presupune cunoscut. Pentru determinarea momentelor de control, se consideră parametrul $p \in (0,1)$, care trebuie să fie astfel calculat, încît costul total mediu să fie minim. Primul control se va face la un anumit moment x_i astfel încît probabilitatea de defectare în intervalul $(0, x_i)$ să fie chiar p. Dacă se constată în acel moment că mașina este în stare de funcționare, se determină momentul celui de al doilea control, din condiția ca probabilitatea de defectare în intervalul (x_1, x_2) să fie egală cu p, știind că sistemul a funcționat la momentul x_1.

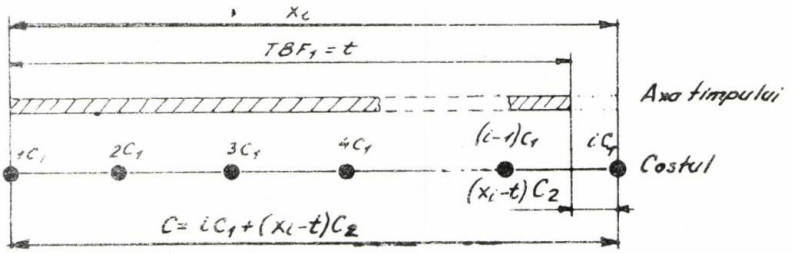


Fig. 1

Momentele x_1, x_2, x_3, ... x pot fi calculate cu ajutorul relației :

$$\int_0^{xi} f(u)du = 1-(1-\beta)^i \qquad (6)$$

unde :

$i=1, 2, 3, \ldots n$;
$f(u)$ = densitatea de probabilitate a timpului de bună funcționare.

De asemenea, se poate arăta că intervalele de timp $(x_i - x_{i-1})$ calculate prin această metodă, se măresc sau se micșorează, după cum intensitatea defectărilor este descrescătoare sau crescătoare în timp.

cînd α se determină momentul primului control (x_1), pentru care $i=1$. Dacă în acest moment sistemul este în stare de funcționare, se calculează în mod analog timpul următor de control.

Exemplu de calcul

Se presupune că avem următoarele valori cunoscute :

$C_1 = 400$ lei ;
$C_2 = 50$ lei/oră ;
$\gamma_i = 800$ ore ;
$\beta = 1$.

Rezultă : $\alpha = \gamma_i^{\beta} = 800$ ore, $K = \dfrac{400}{800 \times 50} = 0{,}01$.

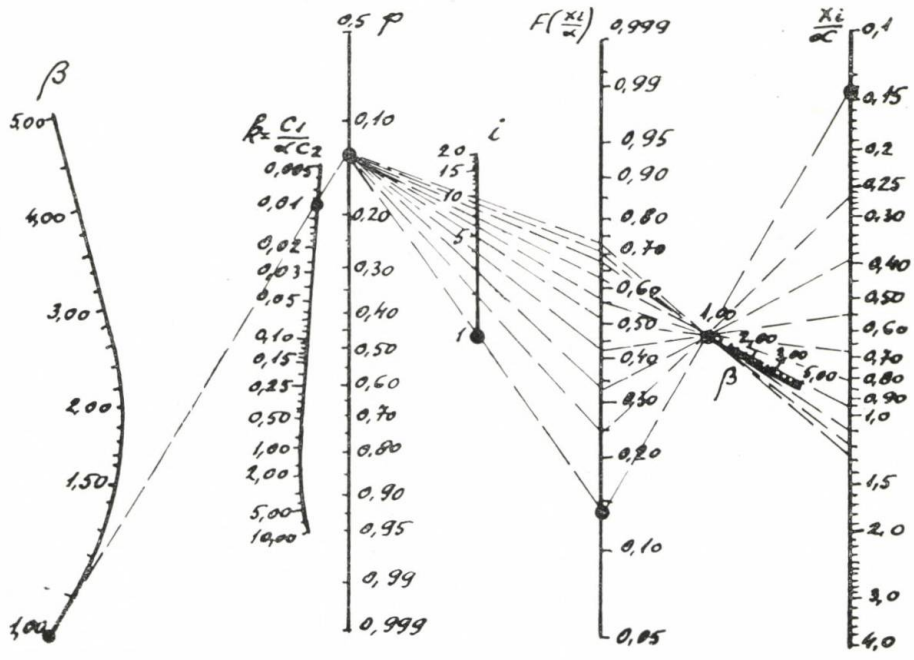


Fig. 2

Metoda, deși nu duce la atingerea unui minim absolut al cheltuielilor, dă o eroare mai mică de 3%.

Problema se rezolvă practic mult mai comod, utilizînd nomograma din figura 2, presupunîndu-se cunoscute valorile costurilor C_1 și C_2 și ale parametrilor funcției Weibull α și β.

Se notează : $k = \dfrac{C_1}{\alpha C_2}$. (7)

Se unește valoarea lui β cu k din primele două scale și se obține valoarea optimă a lui p. Scara i reprezintă numărul de ordine al controlului. Unind p cu i se obține $F\left(\dfrac{x_i}{\alpha}\right)$

Unind $F\left(\dfrac{x_i}{\alpha}\right)$ cu β, se obține $\dfrac{x_i}{\alpha}$ și deci, cunoscînd α se determină x_i.

Din nomograma din figura 2 rezultă pentru primul control, în cadrul unei probabilități $p=0{,}13$, valoarea $\dfrac{x_1}{\alpha} = 0{,}14$ și deci primul control se va face după 112 ore de la punerea în funcțiune. Dacă mașinile sînt în stare de bună funcționare, se calculează momentul celui de al doilea control și rezultă $x_2 = 208$ ore. Rezultă, după aceleași raționamente și celelalte momente de control : $x_3 = 312$; $x_4 = 440$; $x_5 = 454$; $x_6 = 650$; $x_7 = 760$; $x_8 = 880$; $x_9 = 1000$, etc.

După cum se observă, întrucît $\beta = 1$, legea de distribuție a timpilor de bună funcționare este exponențială, deci intensitatea defecțiunilor este constantă. Așa cum ne așteptam, în timp, probabilitatea de defectare scade, deci intervalele de control se vor mări, astfel încît $x_n > x_{n-1} > \ldots > x_9 > x_8 > \ldots > x_1$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pollard, A., Rivoire, C.:* Fiabilité et statistiques prévisionnelles. Méthode de Weibull. Ed. Eyrolles, Paris, 1971.

[2] *Sahani, A., Newbold, S.:* Metodă de calcul pentru detectarea defectării unui sistem în cazul distribuției Weibull. The Quality engineer. vol. 36, Nr. 9, 1972.

CZ : 621.9

Unele considerații privind aprecierea termenului de garanție pentru mașinile-unelte

Prof. dr. ing. Dolphi **DRIMER**, as. ing. Adrian **PARIS**, as. ing. Dan **DIMITRESCU**, as. ing. Octavian **DONȚU** — Institutul Politehnic — București
Ing. Adrian **IONESCU** — I.C.P.M.U.A. — București

Termenul de garanție este un criteriu important de apreciere a competitivității unui utilaj. Stabilirea corectă a termenului de garanție este legată de aspecte economice importante; o valoare mare a termenului de garanție determină o vînzare mai ușoară a utilajului. Dacă această valoare nu este justificată, ea va implica cheltuieli mai mari din partea producătorului, un „service" foarte dezvoltat, stocuri mari de piese de schimb, un personal specializat, etc., deci imobilizarea unor fonduri mari. Aceleași dezavantaje, dar din partea beneficiarului, rezultă în cazul unui termen de garanție redus al utilajului respectiv. Problema s-a complicat o dată cu creșterea complexității utilajelor (în speță mașinile-unelte) mai ales prin introducerea mașinilor-unelte cu comandă numerică, luînd în considerație atît introducerea unor elemente și subansamble mecanice noi, cît și datorită folosirii unor sisteme complexe (mecanice, hidraulice, electronice). Se impune deci o determinare judicioasă a termenului de garanție, corelată cu unele măsuri de creștere a disponibilității acesteia: construcția modulară a mașinii (pe baza datelor de fiabilitate se stabilesc subansamble critice concentrînd asupra lor măsurile corespunzătoare), asigurarea prin construcție a unor sisteme rapide de testare în vederea găsirii blocului (subansamblului) defect, mai ales la partea electrică sau electronică, în sfîrșit o recepție foarte minuțioasă. Una dintre metodele de apreciere a termenului de garanție se bazează pe calculul cuantilei timpului de funcționare t_F care este timpul în care un produs funcționează cu o anumită probabilitate, $P(T \leqslant t_F) = F$ [1].

Analizînd fiabilitatea $R(t)$ a unui lot reprezentativ de strunguri, se alege valoarea fiabilității corespunzătoare termenului de garanție t, $R(t) = 0{,}9$; rezultă $F(t_g) = 1 - R(t_g) = 0{,}1$, unde:

F — este funcția de repartiție a defecțiunilor.

Pentru $n = 30$ produsul $F \cdot n = 3$, deci termenul de garanție va fi exprimat prin valoarea timpului după care se defectează în medie trei mașini. Din diagrama funcției cumulate a defecțiunilor (fig. 1, curba 1) se determină $t_g = 150$ ore. Această primă valoarea calculată a termenului de garanție este redusă, deoarece nu s-a ținut seama de natura defecțiunilor ca și cum produsul ar fi nereparabil.

Analizînd caracterul defecțiunilor se observă că o parte dintre acestea pot fi remediate pe loc de către personalul obișnuit, fără a necesita intervenția unor echipe specializate ca de exemplu: curele rupte (la transmisia de la motor la cutia de viteze sau de la motor la pompă), manete rupte, becuri, butoane defecte, garnituri, filtre, furtunuri, racorduri deteriorate.

Pentru reducerea timpului afectat acestui gen de reparații, respectiv creșterea coeficientului de disponibilitate, este necesar — pe de o parte — ca din construcție să se per-

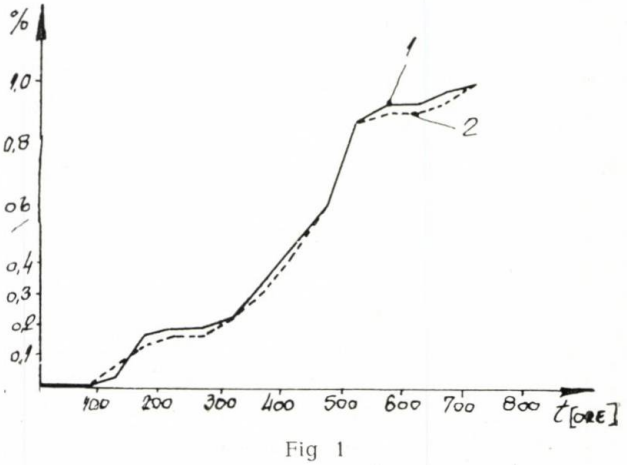


Fig 1

mită un acces ușor la aceste subansamble, iar — pe altă parte — să se asigure piesele de schimb corespunzătoare.

În baza acestor considerații se poate reevalua setul de date (timpii de funcționare a strungurilor pînă la prima defecțiune, reținîndu-se doar valorile semnificative. În acest caz, funcția de repartiția defecțiunilor (a timpilor de funcționare) va avea forma 2 (fig. 1), rezultînd $t_g = 170$ ore, deci va fi cu 16,6% mai mare.

În continuare se poate studia tipul de defecțiuni pe elemente; dacă se constată o grupare accentuată a defecțiunilor la două-trei repere, acestea urmează a se testa separat pe standuri de probă și a se modifica în mod corespunzător. În acest caz la reperele achiziționate se vor impune furnizorului valori de fiabilitate mai ridicate.

Un alt criteriu de apreciere a termenului de garanție este valoarea mediei timpului de bună funcționare pînă la prima defecțiune MTF, adică a duratei medii de viață pînă la prima defecțiune. Pentru aceasta s-a calculat valoarea lui $MTBF_1$ cu relația:

$$MTFF = \frac{\eta}{\beta}\,\Gamma\left(\frac{1}{\beta}\right) + \gamma, \tag{3}$$

rezultînd pentru un nivel de încredere unilateral 0,95:

$$MTFF_{\min} = 351 \text{ ore}, \quad R(351) = 0{,}63 \tag{4}$$

$$MTFF_{\max} = 463 \text{ ore}, \quad R(463) = 0{,}3 \tag{5}$$

În funcție de natura defecțiunilor analizate, termenul de garanție se stabilește în limitele acestor două valori: dacă s-au selectat doar defecțiunile semnificative se alege valoarea $MTFF_{\min}$ pentru a se reduce numărul de intervenții probabile. Se observă totuși (vezi fig. 1, curba 1) că aceste valori ale termenului de garanție sînt mai mari decît cele determinate anterior, corespunzînd unui factor de risc mai ridicat, respectiv unui serviciu de întreținere complex.

În cazul distribuției Weibull, unul din parametrii caracteristici este cel de localizare (reperare), γ. Acesta produce o translație corespunzătoare a funcției de repartiție pe axa X, făcîndu-se schimbarea de variabilă:

$$x - \gamma = X, \quad X > 0 \tag{6}$$

γ este introdus la determinarea grafică a funcției de fiabilitate, atunci cînd valorile experimentale, formînd o curbă oarecare, sînt redresate la o dreaptă. Practic valoarea lui γ indică lipsa defecțiunilor în intervalul de timp $(0, \gamma)$, adică fiabilitatea este egală cu 1, [2].

Din studiile efectuate asupra mașinilor-unelte, rezultă că de obicei γ este diferit de zero, putînd uneori să ia și valori negative, ceea ce presupune că în momentul luat ca origine a experimentărilor (punerea în funcțiune de către beneficiar) utilajele prezentau defecțiuni datorită recepției necorespunzătoare, depozitării, transportului sau a montării greșite. Aceasta influențează destul de serios valorile funcției de fiabilitate:

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \tag{7}$$

Pe lîngă evidențierea acestor deficiențe, determinarea parametrului de localizare prin studii de fiabilitate permite o mai judicioasă alegere a termenului de garanție t_g: dacă $\gamma > 0$, t_g va fi ales mai mare decît γ, constructorul de mașini-unelte avînd certitudinea unei funcționări fără defecțiuni în intervalul de timp $(0, \gamma)$ urmînd ca raportul t_g/γ să fie stabilit concret în funcție de complexitetea utilajului și de dezvoltarea service-ului producătorului.

Un exemplu orientativ de corelare a termenului de garanție cu unul dintre parametrii importanți de fiabilitate ($MTBF$) în cazul mașinilor-unelte este tratat în continuare. Pentru simplificare se adoptă ca lege de fiabilitate cea exponențială (caz particular al legii Weibull pentru $\beta = 1$, $\gamma = 0$).

$$R(t) = e^{-\lambda t} = 1 - F, \tag{8}$$

sau pentru $t = t_g$

$$e^{\lambda t_g} = \frac{1}{1-F} \tag{9}$$

adică:

$$t_g = \frac{1}{\lambda} \ln \frac{1}{1-F} = \theta \ln \frac{1}{1-F} \tag{10}$$

în care $\theta = MTBF$

Dacă se impune un anumit termen de garanție t_g și un procentaj cumulat de defectare F rezultă:

$$\theta = \frac{t_g}{\ln \frac{1}{1-F}} \tag{11}$$

Ca urmare se poate trage concluzia că F descrește exponențial în raport cu θ.

Dacă se ia ca termen de garanție pentru mașini-unelte o valoare uzuală $t_g = 1$ an, valorile lui $\theta = MTBF$ în care trebuie asigurate

În figura 2 s-a trasat curba $F(\theta)$ pentru $t_g = 1$ an conform cu tabelul anterior. Rezultă că valorile $MTBF$ necesare în astfel de situații

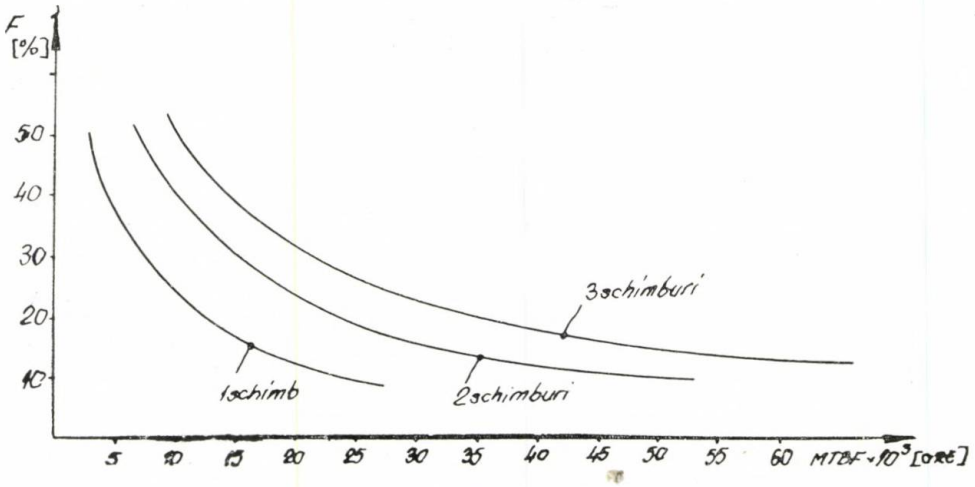


Fig. 2

Tabelul 1

Nr. schimbului \ F	10%	20%	30%	40%	50%
1 schimb	25 000	11 350	7 150	5 000	3 625
2 schimburi	50 000	22 700	14 300	10 000	7 250
3 schimburi	75 000	34 000	21 450	15 000	10 000

în funcție de procentul cumulat de defectare F admis de constructor sînt prezentate în tabelul 1.

sînt foarte mari, deci este necesară o selecție foarte serioasă a tuturor elementelor componente ale subansamblelor mașinii-unelte.

Dacă constructorul nu poate să asigure valoarea propusă pentru $MTBF$, atunci, deși a luat toate măsurile corespunzătoare, va fi nevoit să-și dimensioneze sectorul „service" pentru executarea reparațiilor în termenul de garanție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *STAS 10307—75:* Fiabilitatea produselor industriale. Indicatori de fiabilitate.

[2] *Chapouille, P., de Pazzis, R.:* Fiabilité des systèmes. Editura Mason, Paris, 1966.

CZ : 621

Instalație și procedeu de curățire mecanică a osiilor de cale ferată

Ing. Dragomir **TOPAL**, ing. I. **NEDELCOVICI** — I.C.P.T.C.M. — București

O industrie modernă impune rezolvări rapide, diversificate, ale problemelor pe care le ridică optimizarea continuă a fluxurilor tehnologice. O astfel de problemă o constituie înlăturarea oxidului de pe suprafața osiilor de cale ferată, forjate și tratate termic, înainte ca acestea să fie prelucrate mecanic, cu scopul de a se reduce la minimum posibil, uzura foarte mare a cuțitelor de strunjit. Soluționarea destunderizării (curățării de oxizi) s-a făcut prin aplicarea unui nou procedeu, practic, economic și de mare eficiență : curățarea cu ciocănele.

O instalație de curățare cu ciocănele se compune dintr-un rotor **1** pe care sînt montate ciocănele, un grup de antrenare motor-reductor **2** prevăzut cu elemente elastice de transmisie, un suport cu role antrenate pe care se fixează osia **3**, un mecanism automatizat de alimentare și evacuare (osii) al insta-

lației 4 precum și un sistem pneumatic de evacuare a prafului și țunderului (fig. 1). Se precizează că ciocănelele au formă paralelipipedică, cu capetele rotunjite și sînt fixate pe bolțuri prin găuri alungite (fig. 2).

În cele ce urmează se prezintă cîteva elemente de calcul, privind determinarea puterii de antrenare și a sarcinii transmise piesei.

Puterea de antrenare a unui rotor cu ciocănele se determină pornind de la teorema

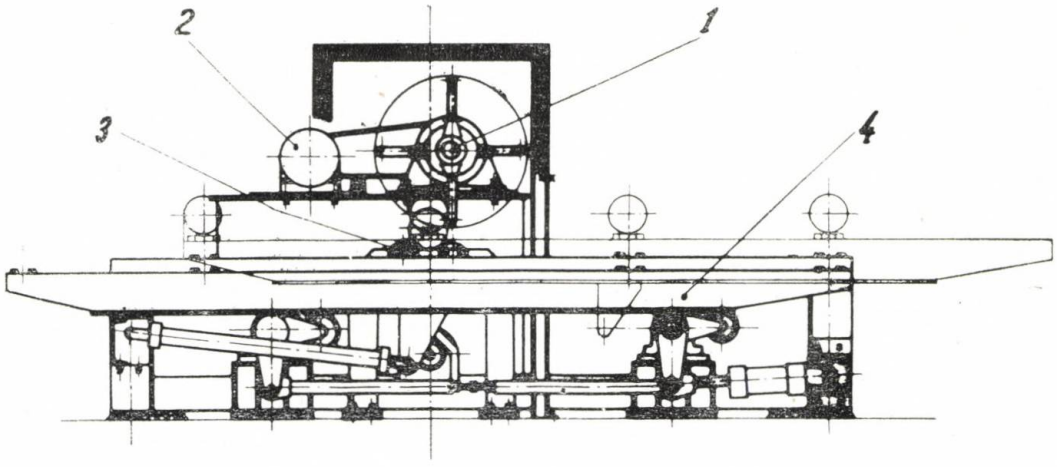


Fig. 1

1 — rotor cu ciocănele ; 2 — grup de antrenare ; 3 — suport role antrenare ; 4 — mecanism de alimentare și evacuare osii.

Experimentările efectuate au arătat că la un impuls unitar de lovire de 400 kgm/s.m. și o frecvență de ciocănire de 2,5 Hz piesa devine curată (fără țunder). Verificarea duri-

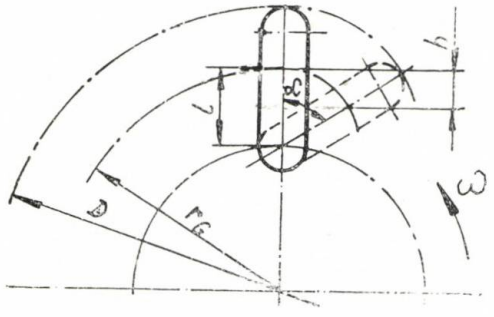


Fig. 2

tății pieselor efectuată atît înainte cît și după ciocănire, arată că materialul nu se ecruizează la această valoare a impulsului.

În cazul cînd se urmărește, o curățare completă (de oxizi) a piesei, folosindu-se acest procedeu, atunci trebuie să se influențeze asupra impulsului ciocănelelor și a duratei de ciocănire.

Făcînd o comparație între acest procedeu și procedeul clasic de sablare cu alice, s-a constatat că, în cazul curățării cu ciocănele, puterea instalată este de cel puțin cinci ori mai mică, iar complexitatea instalației de curățare cu alice este incomparabil mai mare.

lui Carnot, care precizează : energia cinetică pierdută prin ciocnire este egală cu energia cinetică a vitezelor pierdute [1] :

$$E_0 - E_1 = E_p \qquad (1)$$

Avînd în vedere că :

$$E_0 = \frac{1}{2} J \cdot \omega_0^2 \text{ și } E_1 = \frac{1}{2} J \cdot \omega_1^2, \text{ rezultă :} \qquad (2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} J (w_0 - w_1)^2 \qquad (3)$$

Conform legilor dinamicii există relația :

$$\frac{1}{2} J (w_0 - w_1)^2 = F_c h, \text{ în care :} \qquad (4)$$

$$F_c h = m \cdot r_G \omega_1^2 \text{ (vezi fig. 2)} \qquad (5)$$

Tot din figura 2 rezultă :

$$h = l\,(1 - \cos\alpha), \text{ de unde :} \qquad (6)$$

$$\cos\alpha = 1 - \frac{1}{2} \frac{J(w_0 - w_1)^2}{F_c l}$$

Se poate scrie relația :

$$w_1 = w_0 \sqrt{\frac{J}{J + 2 m r_G h}}, \qquad (7)$$

cu ajutorul căreia se calculează accelerația unghiulară :

$$\varepsilon = \frac{\Delta W}{t}, \text{ unde :} \qquad (8)$$

$$t = \frac{60}{ni} \qquad (9)$$

Rezultă puterea necesară pentru antrenarea rotorului :

$$N_{ef} = \frac{M_m w_1}{1000\,\eta}, \text{ în care :} \qquad (10)$$

$$M_m = J \cdot \varepsilon \qquad (11)$$

Sarcina dinamică transmisă osiei se determină cu relația [2] :

$$P_{max} = \frac{f_{max}}{\tau} \text{ ,unde :} \qquad (12)$$

$$\tau = \frac{5\,l_1^3}{384\,EI}, \text{ iar :} \qquad (13)$$

$$f_{max} = r \cdot w_0 \sqrt{\frac{m}{1 + \frac{K_{red} m_r}{m}}} \qquad (14)$$

Pentru edificare se prezintă un exemplu de calcul (tab. 1).

Astăzi cînd eficiența economică este o condiție esențială în activitatea întreprinderilor se impune analiza tuturor căilor generatoare de economii și stimularea acestora.

Una din aceste căi o constituie aplicarea metodei prezentate mai sus. În acest sens, experiența arată că la o producție de 100.000 buc. osii (arbori) pe an, se poate realiza o economie de aproximativ 1.000.000 lei, rezultată din folosirea unui număr redus de plăcuțe vidia.

Dacă se mai adaugă și faptul că la osiile supuse curățării, viteza de strunjire (eboș) crește considerabil, rezultă că prin aplicarea acestei metode se asigură o sporire considerabilă a producției.

În concluzie, se poate afirma că procedeul mai sus prezentat își poate găsi o largă aplicare la piesele forjate sau tratate termic, executate în serie mare, care în fluxul tehnologic urmează să fie prelucrat prin așchiere. Acest procedeu este ieftin, ușor de realizat în oricare întreprindere, aplicarea lui determinînd economii serioase prin prelungirea duratei de folosire a cuțitelor de strung și în special a plăcuțelor vidia.

Notații

J — momentul de inerție mecanic al rotorului ;
E_0 — energia cinetică a rotorului înainte de ciocănire ;
E_1 — energia cinetică a rotorului după ciocănire ;
E_p — energia cinetică a vitezelor pierdute ;
F_c — forța centrifugă care acționează asupra unui rînd de ciocănele ;
w_0 — viteza unghiulară a rotorului înainte de ciocănire
w_1 — viteza unghiulară a rotorului după ciocănire ;
h — cursa ciocănelului studiat ;
l — distanța de la punctul de articulație pînă la centrul de greutate al ciocănelului ;
r_G — raza cercului care trece prin centrul de greutate al ciocănelului ;
m — masa unui rînd de ciocănele ;
ε — accelerația unghiulară ;
Δ $W = w_0 - w_1$;
n — turația rotorului cu ciocănele ;
i — numărul rîndurilor de ciocănele dispuse pe rotor ;
$t = \frac{60}{ni}$

Tabelul 1

Datele de calcul	$J = 23{,}4664$ (kgm²) ; $w_0 = 15{,}707964$ rad/s ; $m_r = 500$ kg ; $m = 72$ kg. $I = 86 \cdot 10^{-6}$ m⁴ $h = 0{,}005$ m ; $r_G = 0{,}295$ m ; $l = 2{,}500$; $r = 0{,}37$ m.			
Elementele calculate	RELAȚIA	VALORILE ÎNLOCUITE	Rezultatul	Unitățile de măsură
W_1	$W_0 \sqrt{\frac{J}{J + 2m\,r_G h}}$	$15{,}707954 \sqrt{\frac{23{,}4634}{23{,}4634 + 2 \cdot 72 \times 0{,}295 \times 0{,}005}}$	15,637236	rad/s
ΔW	$W_0 - W_1$	15,707964 — 15,637235	0,070729	rad/s
t	$\frac{n \cdot i}{60}$	$\frac{60}{150 \cdot 4}$	0,1	s
ε	$\frac{\Delta W}{t}$	$\frac{0{,}070729}{0{,}1} \times 52{,}3$	36,99126	rad/s²
M_m	$J \cdot \varepsilon$	$23{,}4664 \times 36{,}99126$	868,05186	joule
N_{ef}	$\frac{M_m \cdot w_1}{1000\,\eta}$	$\frac{868{,}05186 \times 15{,}70}{1000 \times 0{,}9}$	15	kW

N_{ef} — puterea de antrenare a rotorului ;
M_m — lucrul mecanic rezistent ;
P_{max} — sarcina dinamică transmisă osiei ;
f_{max} — săgeata maximă a grinzii ;
l_1 — distanța dintre reazeme ;
τ — săgeata grinzii, rezemate liber, provocată de o forță unitară, uniform distribuită ;
E — modulul de elasticitate longitudinal al osiei ;
I — momentul de inerție geometric al osiei ;
m_r — masa reală a osiei ;
r — raza periferică a ciocănelelor ;
K_{red} — coeficient de reducere (în cazul considerat $K_{red} = 0{,}36$) ;
η — randamentul transmisiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Valcovici, V. ș.a.* : „Mecanica teoretică", Ed. Tehnică.
[2] *Ponomariov, Ș. D. ș.a.* : Calculul de rezistență în construcția de mașini, Vol. III, Ed. Tehnică.
[3] *Berg, A. I.* : Mehaniciskie sposob podgotobki trub I metaloprokata pered nameseniem zascitni pokriti. In : „Energeticeskoe stroitelstvo za rubejom", nr. 4, 1975.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm cu semnele matematice și literele conf. STAS suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibă titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conf. borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, (tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină de text și prezentată conf. STAS nr. 6158—60 și anume : **Cărți :** numele autorului, inițiala, prenumele autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre arabe numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. Periodice : numele autorului, inițiala prenumele autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „În", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pag. citată sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două ex., din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozolide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

8. Autorul trebuie *să garanteze conținutul științific* al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

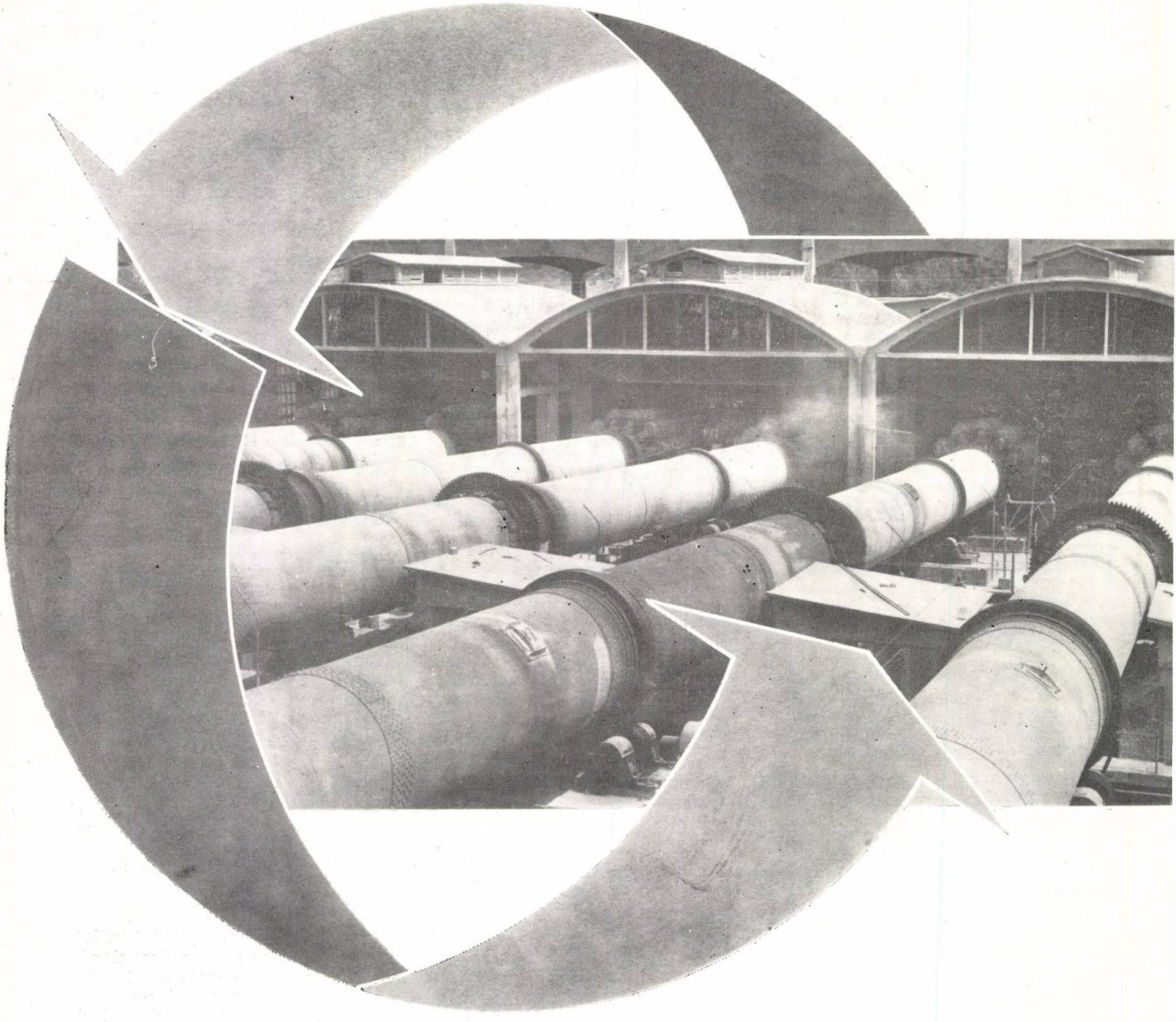
9. Conf. regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PT. IND. CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
Redacția revistei „Construcția de mașini" : Cal. Victoriei 133. S. 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Of. poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 50.31.30 sau 16.70.75 redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.



uzinexportimport

FOREIGN TRADE COMPANY BUCHAREST – ROMANIA

Bd. Magheru nr. 28-30
cod 70159 BUCURESTI
Telex: 11214 ● POB: 2993

EXPORT activity

■ Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine building industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects. ■ Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing. ■ Thermal power stations, heat and districtheating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts. ■ Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well. ■ Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts. ■ Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well. ■ Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

10 - 13 aprilie 1979
Expoziția de pompe-București

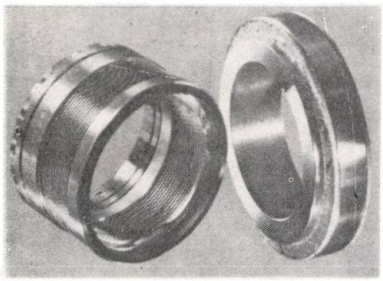
Cele mai bune elemente de etanșare

Firma Crane Packing Ltd este una din marile companii internaționale, specializată de 60 de ani în etanșarea dinamică a arborilor și una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanșare mecanică la actualul nivel de importanță. În prezent producția și serviciile după vînzare oferite nu sînt depășite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilități de dezvoltare ale firmei, precum și pe o reală înțelegere a cerințelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricație care afectează performanțele produselor.

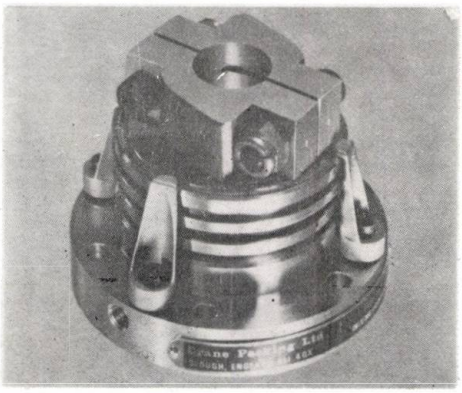
Cele mai multe aplicații de etanșare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicațiile mai dificile și de a le asigura soluții practice. Firma dispune de o vastă experiență, în special în proiecte de rafinării și instalații chimice.

Toate acestea măresc valoarea și fiabilitatea la orice nivel

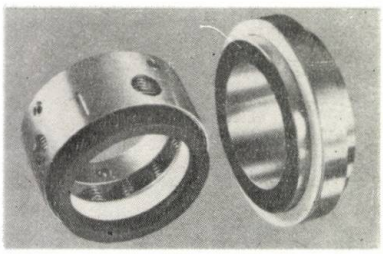
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate și introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicații specifice.



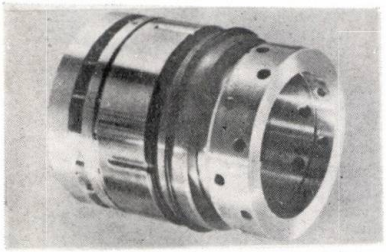
15W T. Dispozitivul încorporează elemente de etanșare metalice și poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît și pentru temperaturi foarte joase.



151. Este un dispozitiv de etanșare proiectat în mod special și destinat pentru reactoare sub presiune și alte recipiente de amestec, acționări de agitatoare și alte echipamente similare.

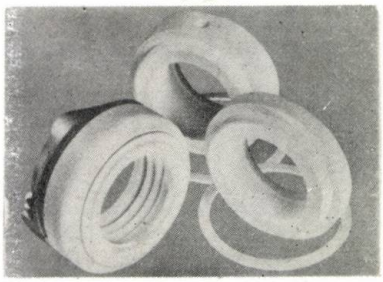


109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



8B. Un dispozitiv de etanșare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte

10T. Dispozitiv cu elemente de etanșare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.



Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultații pentru proiectanți?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităților beneficiarilor, în vederea obținerii celui mai potrivit dispozitiv de etanșare:

1. Discuții prealabile cu proiectanții de utilaje și cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanșări, bazate pe o perfectă înțelegere a condițiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienței noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanșare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistență la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanșare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanșare montate și întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcțiune.
8. Asistență la punerea în funcțiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanșare și pentru modul de lucru al instalațiilor.

Pentru informații suplimentare...

Vă invităm să luați legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noștri care călătoresc în mod regulat și frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuții fără obligații sau plată. Ne veți găsi prezenți și ca participanți la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se țin la Bratislava, Brno, București, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan și Zagreb. În cele mai multe țări avem agenți comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative
A.G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria
Telephone 82 93 19 Telex 75 444 CPEE A.

Sediul central

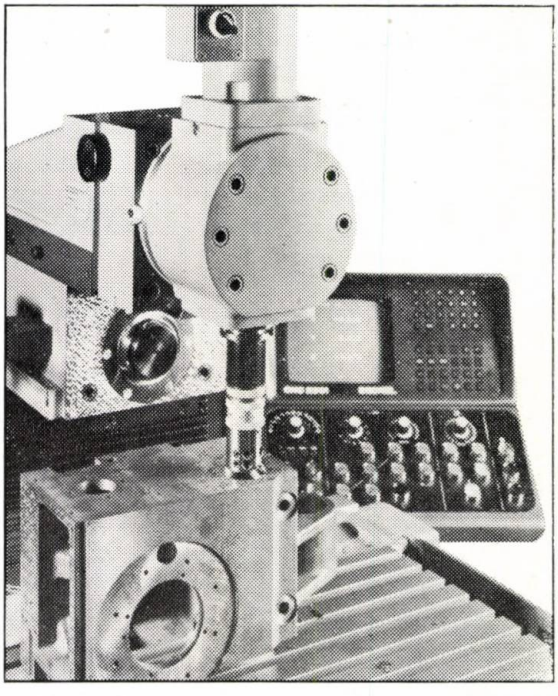
Crane Packing Ltd

SLOUGH, ENGLAND, SL1 40X
Telephone 0044-0753-31122 Cable:CRANPAC SLOUGH. Telex 848176

DECKEL

Precizie reglată la maşini universale de unelte, dela mono-piesă la mică serie

Oferta FP începe cu tipurile de bază FP1 pînă la FP3 şi FP3L/V, care sînt înzestrate serial cu un „indicator digital activ". Acesta conduce unelta automat în poziţie corectă faţă de piesă.
Treapta următoare de automatizare superioară este marcată de anexa A în denumirea de tip, adică FP3A. Această maşină este înzestrată cu comandă de segment programabilă prin testare, în tehnică de microprocesori. Caracteristica exterioară constă într-un ecran amenajat pe masa de comandă, ca organ central de control şi informaţie.
Treapta cea mai înaltă de automatizare a serii FP, este atinsă de tipurile marcate de anexa NC, adică de ex. FP4NC. Aici avem deaface cu maşini, ale căror axe de avans sînt înzestrate cu fuse cu bile precomprimate şi cu motoare de curent continuu.
În legătură cu comenzi CNC, aceste maşini de înaltă automatizare, fac posibil un regim de lucru cu comandă de traiectorie, cu deplasări pînă în 4 axe.



FP5C Centru universal de prelucrare

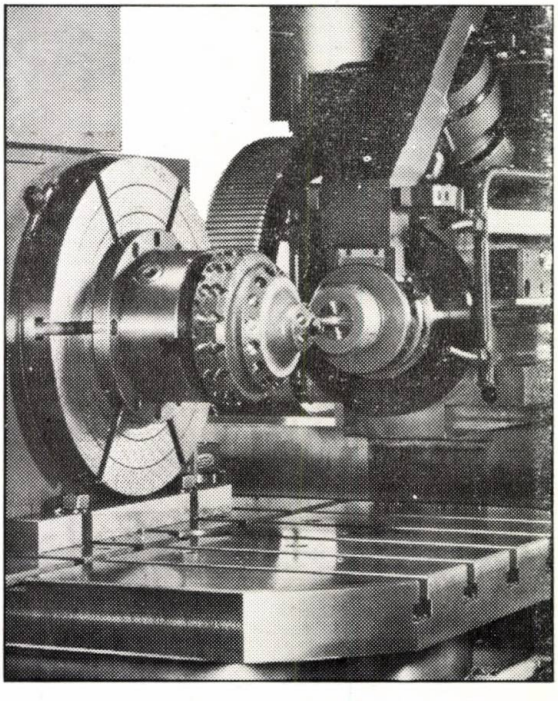
universal
facultativ: magazin-disc pentru 20 de unelte, magazin-lanţ pentru 50 de unelte, masă circulară comutantă 360 x 1°, masă fixă cu masă integrată circulară 360 x 1°, masă circulară NC cu sistem de măsurare Inductosyn (axul 4 NC), schimb de palete cu masă circulară 360 x 1°.

repede
domeniu de turaţie pînă la 4000 min^{-1}, avans rapid 10 m/min, schimb de unelte în 3 s din magazin autopurtat.

compact
domeniu de deplasare mare la o maşină mică, X-long. 800 mm, Y-vertical 500 mm, Z-transv. 630 mm, greutatea maşinei ca. 6000 kg.

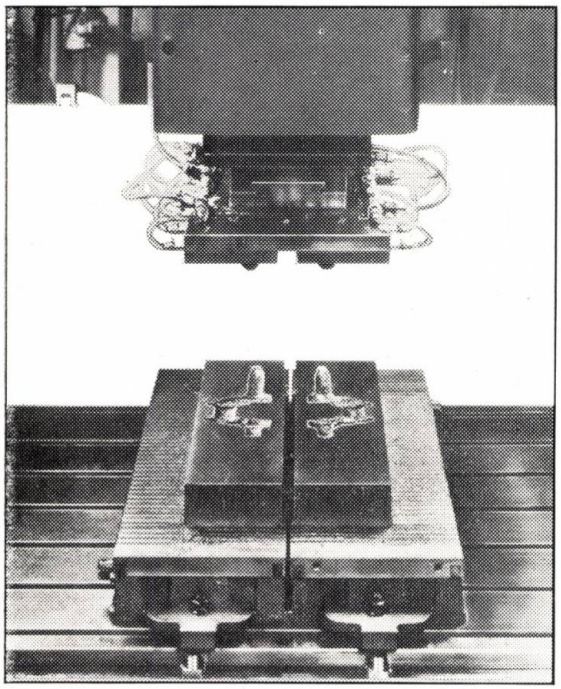
forţă-randament
antrenaj principal cu curent continuu 11 kW, putere de avans 20.000 N, fus principal cu 100 mmø, portscula cu con NK 50

exact
sistem direct de măsurare în toate axele.



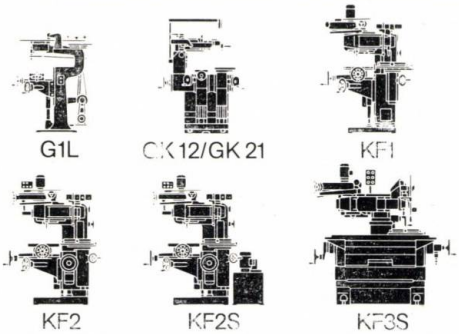
TOTUL DINTR-O SINGURĂ MÎNĂ

DECKEL



Maşini de electroerodat pentru ateliere de unelte

DE10, DE20, DE30 şi DE40. Programul Deckel de maşini de prelucrat prin electroeroziune, consecvent dezvoltat, cuprinde patru diferite mărimi de maşini, aşa că întreaga gamă, dela confecţionarea de piese mici pînă la cea de piese mari, poate fi delivrată de Deckel pentru atelierele de confecţionat unelte şi forme, pe lîngă maşinile universale de frezat, de gravat, respectiv de frezat prin copiere şi cu maşini de electroerodat.
Acest concept, dintr-o singură mînă, cu maşini armonizate între ele ca mărime, permite o plănuire optimală de ateliere, conform celor mai moderne principii.



Maşini universale de gravat şi de frezat prin copiere

universale de gravat şi copiat bi-ori tridimensional, mărind ori micşorînd, cu înaltă precizie de formă şi fineţă de suprafaţă.

Maşini în coordinate

de alezat şi rectificat, pentru atelierе de uzinat mecanisme, pentru confecţionarea de piese de precizie, în ateliere de construit aparate şi modele - cu toleranţe în domeniu de micrometrii.

Maşini universale de rectificat unelte

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
Plinganserstr. 150 · D-8000 München 70
Tel. (0 89) 7 67 41 · Telex 05-23 070

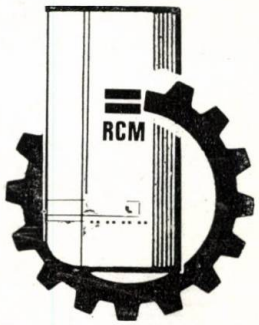
REVISTA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

prezintă în paginile sale
cele mai valoroase realizări
ale cercetării și proiectării
românești în următoarele domenii:

- MATERIALE NOI, OBGANE DE MASINI, PROTECTIA SUPRAFETELOR
- APARATE DE MASURA SI CONTROL, CALITATE, F I A B I L I T A T E
- ECHIPAMENTE PENTRU SUDARE, ECHIPAMENTE DE TURNATORIE
- ECHIPAMENTE ENERGETICE
- ECHIPAMENTE TEHNOLOGICE
- MIJLOACE DE TRANSPORT
- TRACTOARE SI MASINI AGRICOLE
- MASINI DE RIDICAT SI TRANSPORTAT
- PALETIZARE, CONTEINERIZARE, DEPOZITARE
- MASINI-UNELTE, PRELUCRARI LA CALD
- MECANICA FINA, O P T I C A



EXPOZITIA EUROPEANA DE MASINI-UNELTE CU PARTICIPARE INTERNATIONALA

3.EMO MILANO

10/18·X·1979

Centrul de Expoziții
Comerciale, Milano

NUMELE
PRENUMELE
FUNCTIA
INSTITUTIA
ADRESA
COD POSTAL ORAS TARA
PRODUCTIA

Completați și transmiteți la:
3.EMO c/o CEU - Centro Esposizioni UCIMU
Via Monte Rosa 21 - 20149 Milano - Italy
Veți primi o
INVITATIE
la 3.EMO

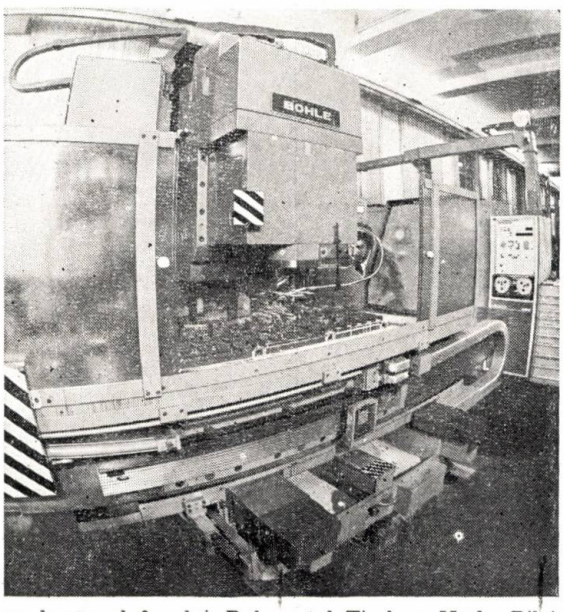
50

PUBLICOM

Rulmentul Timken Hydra-Rib* din mașina Bohle S1 Producent asigură rigiditatea dinamică optimă a fusului.

Gama de viteză a mașinii de uzinare prin transfer Producent S1 a firmei Reinhard Bohle GmbH, Bielefeld, acoperă toate vitezele de la 11,2 la 4500 rpm. Performanța excelentă a mașinii este asigurată de rulmentul Timken Hydra-Rib*, (montat la capătul fusului) pe întreaga gamă de viteză prin reglarea presiunii uleiului din interiorul camerei hidraulice. Această mașină verticală ușor adaptabilă de uzinare prin transfer poate fi folosită după dorință la operațiuni de frezare, perforare, filetare, alezare, decupare cu burghiu trepan și frezare prin copiere. In plus un cap de strunjire a suprafeței frontale și de trepanare cu reglare numerică permite executarea operațiilor de netezire a suprafețelor și strunjire interioară.

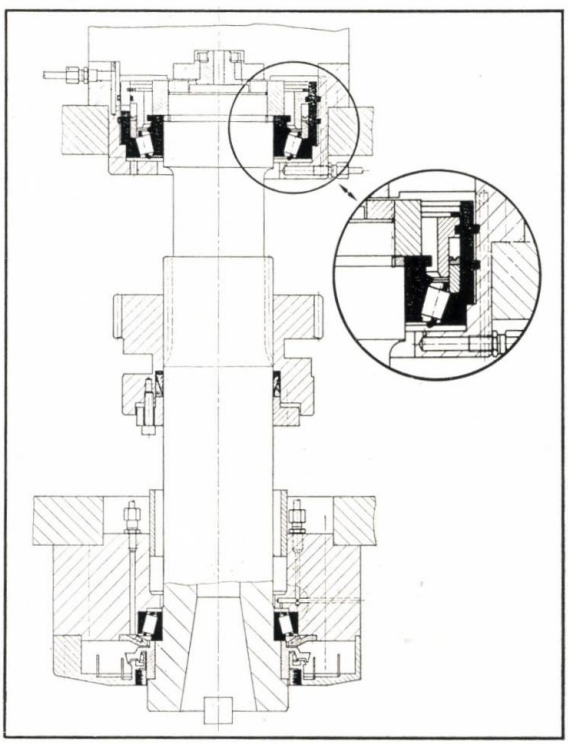
Mașina Bohle Producent S1 este o mașină combinată de frezare și perforare proiectată pe baza celor mai recente idei în acest domeniu. Conformă acestei concepții moderne este folosirea unui rulment cu role conice cu un proiect foarte avansat



ca lagăr al fusului. Rulmentul Timken Hydra-Rib* este caracterizat de o flanșă care se poate deplasa pe calea de rulare exterioară și este în contact cu capetele rolelor. Presiunea hidraulică este exercitată asupra acestei flanșe în interiorul unei camere etanșate cu un sistem adecvat de reglare a presiunii. Prin reglarea presiunii uleiului în interiorul camerei hidraulice pretensionarea rulmentului poate fi adaptată la variațiile de viteză și sarcină pe o gamă vastă, cu scopul de a se realiza comportarea dinamică optimă a fusului. Flanșa de ghidare voluminoasă de pe calea de rulare interioară care nu are nici o funcție în cursul operației protejează rulmentul în cazul unei scăderi totale a presiunii. Următoarele avantaje oferite de rulmentul Hydra-Rib* au fost obținute și în această mașină:

- Rulmenții fusului funcționează la o reglare optimă pe întreaga gamă de viteză
- O mai bună rigiditate statică și dinamică a fusului
- O mai bună precizie de rotație
- Rezultate optime pentru așchieri grele
- O mai lungă durată de serviciu a uneltelor.

Firma Reinhard Bohle GmbH a colaborat deja cu firma Timken la dezvoltarea mașinilor sale încă din 1966. In clipa de față rulmenții Timken sînt folosiți în fabricile sale atît pentru fusuri de tipul Producent S1 (11,2 la 4500 rpm), cît și pentru tipurile W1, W2 și S2 funcționînd în gama de viteză de 11,2 la 2800 rpm.



In cei peste 75 de ani de colaborare cu industria, Timken a dezvoltat o gamă vastă de rulmenți cu role conice de calitate superioară pentru necesitățile specifice ale unei mari varietăți de întrebuințări, acești rulmenți fiind folosiți în aproape toate cazurile în care este nevoie de elemente de sprijin pentru piese rotative de mașină. De pildă la mașiniunelte. In vehicule de transport feroviar și mașini agricole. In instalații industriale de toate tipurile. Chiar pentru telescoape.

Firma Timken va colabora de asemenea cu Dumneavoastră dacă este vorba de proiectarea unor produse pentru o performanță maximă și la cost redus. Vă rugăm să intrați în contact cu noi. Dacă este posibil încă din faza inițială a lucrărilor de proiectare.

Timken France – Succursale de The Timken Company, B.P. 89, 68002 Colmar Cedex

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE

*Inscrierea brevetului în curs

1979 JUN 2 5

3279
REFERALVA
R

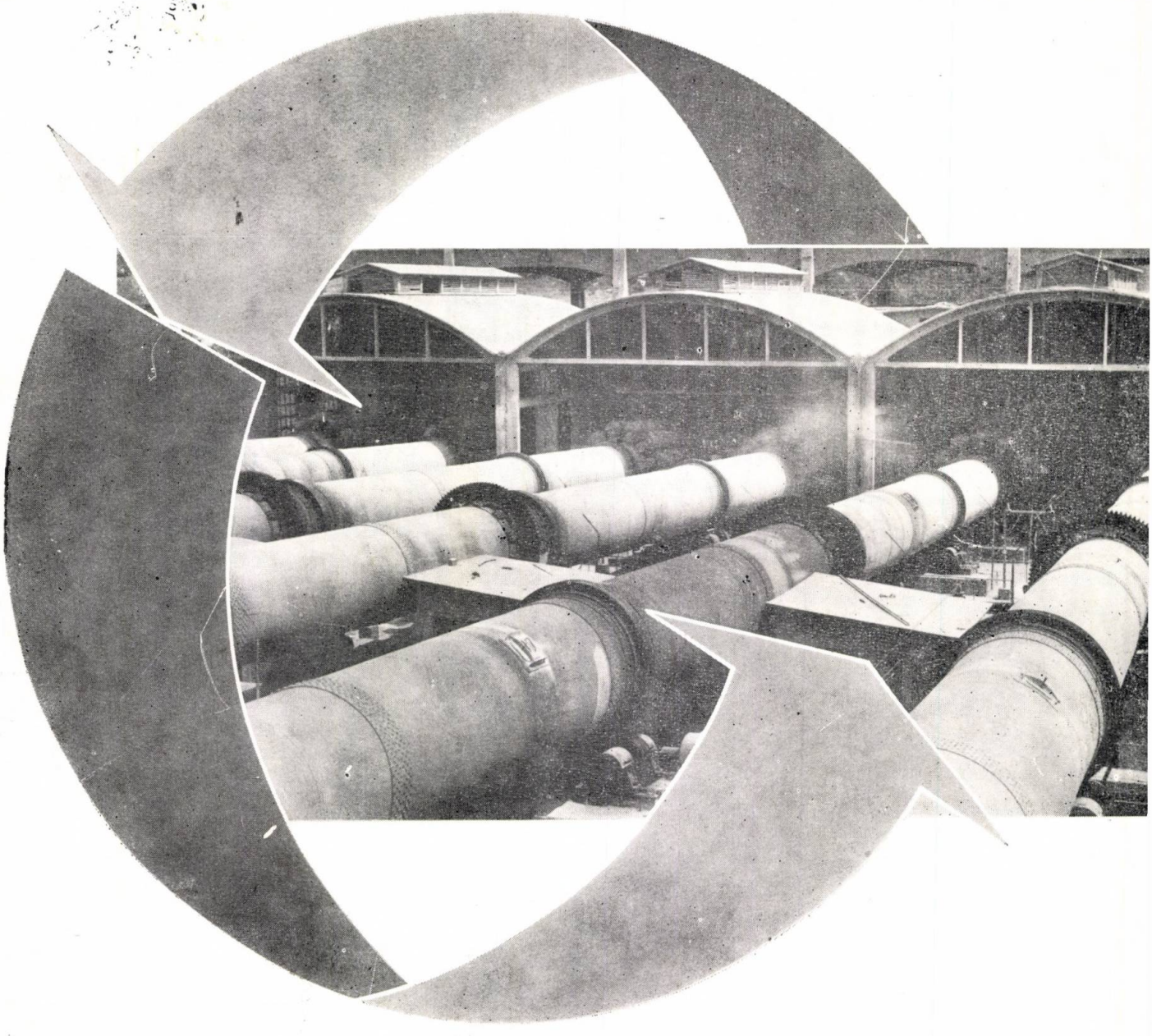
CANICĂ FINĂ

BOŢI INDUSTRIALI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ MAI ■ 1979



uzinexportimport

FOREIGN TRADE COMPANY BUCHAREST – ROMANIA

Bd. Magheru nr. 28-30
cod 70159 BUCURESTI
Telex: 11214 • POB: 2993

EXPORT activit

■ Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine building industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects. ■ Vessels boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing. ■ Thermal power stations, hea and districtheating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as th respective spare parts. ■ Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipme and machines and spare parts as well. ■ Installations for food industry such as: cold store ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, brea making factories as well as spare parts. ■ Technological lines for cement manufacture, in dividual machinery and equipment and spare parts as well. ■ Studies, engineering, know-ho technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training a other services in connection with the said lines and plants.

1979 JUL 4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 5 MAI, 1979

CUPRINS

MECANICA FINĂ

1. Dispozitive pentru roboți industriali

DEMIAN, T., UDREA, C.: **O nouă variantă de dispozitiv de apucare cu acționare pneumatică pentru roboții industriali.** 243

MARINESCU, D. T.: **Asupra calculului unor dispozitive mecanice de apucare pentru roboții industriali.** 246

BANU, V.: **Cu privire la principiile de realizare a motoarelor pneumatice pas cu pas.** 248

MANDACHE, E.: **Elemente hidraulice cu comandă electrică și electrohidraulică proporțională.** 254

2. Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină

DEMIAN, T., YASEEN, Y. J.: **Asupra preciziei transmisiilor cu bandă din aparate.** 260

PASCU, A.: **Calculul lagărelor cu bandă flexibilă, cu frecare fluidă, utilizate în construcția echipamentelor periferice.** 263

KOSTRAKIEVICI, S.: **Unele aspecte privind calculul și utilizarea lagărelor pe microbenzi de torsiune.** 267

MIHĂIȚĂ, G., SAVU, T.: **Vibrațiile parametrice ale barelor cu pereți subțiri de secțiuni deschise utilizate în construcții de aparate electrice.** 270

CRĂCIUNOIU, C., DUMITRESCU C., DINU, F.: **Proiectarea unui biodozator cu acționare numerică.** 276

OLARU, A.: **Măsurarea ovalității alezajelor și evidențierea cazurilor de determinare reală.** 278

PASCU, A., GRECU, E.: **Utilizarea calculatorului pentru studierea roților dințate cu profil în evolventă, pentru mecanică fină.** 280

POPESCU, I.: **Sinteza analitică a mecanismului patrulater articulat pentru poziții impuse planului bielei.** 289

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Consultant științific: Asist. ing. Valeriu Banu

SUMAR

CZ : 621.86

Demian, T., Udrea, C.: **O nouă variantă de dispozitiv de apucare cu acţionare pneumatică pentru roboţii industriali.**

În lucrare se prezintă o nouă variantă de dispozitiv de apucare pentru roboţii industriali, proiectată şi realizată de autori. Sînt studiate şi calculate posibilităţile practice ale dispozitivului de apucare şi limitele în care acesta poate fi utilizat în exploatare. Diferenţa dintre calculele şi rezultatele experimentale apare ca satisfăcătoare şi bună prin comparaţie cu alte dispozitive de apucare pentru roboţi industriali.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 7 fig., 2 ref.

CZ : 621.86

Marinescu, D. T.: **Asupra calculului unor dispozitive mecanice de apucare pentru roboţii industriali.**

Articolul prezintă principalele tipuri de dispozitive mecanice de apucare cu pîrghii utilizate la roboţii industriali. Sînt studiate şi calculate 3 tipuri fundamentale de dispozitive de apucare cu pîrghii şi cuple inferioare. Se studiază de asemenea o variantă de dispozitiv de apucare cu pîrghii şi cuplă superioară, proiectată şi realizată practic de autor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 5 fig., 3 ref.

CZ : 621.51

Banu, V.: **Cu privire la principiile de realizare a motoarelor pneumatice pas cu pas.**

În lucrare sînt analizate cele mai semnificative realizări în domeniul motoarelor pneumatice pas cu pas. Acestea au fost împărţite, din punct de vedere al principiului constructiv utilizat, în patru categorii: cu mecanisme de sens unic, cu angrenaje armonice, cu pistoane profilate şi cu mecanisme cu came inversate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 12 fig., 11 ref.

CZ : 532.523

Mandache, E.: **Elemente hidraulice cu comandă electrică şi electrohidraulică proporţională.**

Se analizează regimul tranzitoriu de funcţionare a sistemului electromagnetic de acţionare a distribuitorului. A fost stabilită ecuaţia de transfer determinîndu-se coeficienţii pentru toate elementele sistemului, ceea ce dă posibilitatea determinării stabilităţii sistemului.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 9 fig., 6 ref.

CZ : 621-235 : 621-85

Demian, T., Yaseen, Y. J.: **Asupra preciziei transmisiilor cu bandă din aparate.**

În lucrare se studiază principalele abateri care pot să apară la transmisiile cu benzi metalice utilizate pentru reglajul final al aparatelor. Sînt determinate erorile şi pe bază de calculator se trasează familiile de curbe care fac posibilă alegerea soluţiilor optime de către proiectant, în vederea asigurării unui înalt grad de precizie a transmiterii mişcării.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 6 fig., 4 ref.

CZ : 621-233 : 621.822

Pascu, A.: **Calculul lagărelor cu bandă flexibilă, cu frecare fluidă utilizate în construcţia echipamentelor periferice.**

În lucrare sînt analizate metodele de calcul ale lagărelor gazostatice şi gazodinamice, utilizate pentru sprijinirea benzii magnetice a echipamentelor periferice. Pentru lagărele aerostatice, alimentele prin orificii, utilizate pentru rolele de ghidare a benzii, este prezentată o nomogramă de calcul originală, care permite o analiză şi o dimensionare rapidă a acestui tip de lagăr.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 5 fig., 5 ref.

CZ : 621.233 : 621.822

Kostrakievici, S.: **Unele aspecte privind calculul şi utilizarea lagărelor pe microbenzi de torsiune.**

Articolul prezintă o metodă originală pentru determinarea în condiţii experimentale a momentului rezistent la lagărele pe microbenzi. Sînt date de asemenea indicaţii asupra materialelor microbenzilor precum şi unele proprietăţi ale acestora.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 532/.313

Mihăiţă, G., Savu, T.: **Vibraţiile parametrice ale barelor cu pereţi subţiri de secţiuni deschise utilizate în construcţii de aparate electrice.**

Se stabilesc în prima parte a lucrării ecuaţiile diferenţiale ale vibraţiilor forţate parametrice ale barelor drepte cu pereţi subţiri de secţiuni deschise, excitate prin deplasări periodice axiale ale reazemelor, sub forma unui sistem de ecuaţii diferenţiale de ordinul al doilea cu coeficienţi variabili, asemănător cazului de excitare prin foarte axiale periodice. Studiind apoi stabilitatea soluţiilor acestui sistem se stabilesc, în partea a doua a lucrării, condiţiile de apariţie a instabilităţii dinamice. Se delimitează în hiperspaţiul parametrilor excitaţiei şi sistemului elastic o triplă infinitate de domenii de instabilitate dinamică, domenii care se extind în jurul frecvenţelor de excitare egale cu dublul frecvenţelor vibraţiilor libere şi se lărgesc pe măsura creşterii amplitudinilor excitaţiei.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 2 fig., 5 ref.

CZ : 621.316

Crăciunoiu, C., Dumitrescu, C., Dinu, F.: **Proiectarea unui biodozator cu acţionare numerică.**

Prezenta lucrare analizează un biodozator de mare precizie, în scopul optimizării soluţiei constructive de acţionare cu motor pas cu pas — şurub fără sfîrşit, comandate de un calculator de buzunar. Se stabilesc criteriile de alegere a soluţiei constructive şi se dau rezultate calculului de vibraţii.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 3 fig., 3 ref.

CZ : 621.954

Olaru, A.: **Măsurarea ovalităţii alezajelor şi evidenţierea cazurilor de determinare reală.**

Se consideră cazurile cunoscute de măsurare a ovalităţii cu contact în 2 şi 3 puncte, respectiv micrometre de alejaze cu 2 şi 3 axe. Din studiul matematic al cazului de determinarea ovalităţii cu micrometru cu contact în 3 puncte, rezultă o eroare relativă mult prea mare pentru o determinare precisă. Prin studiul grafic şi concluziile obţinute pe cazurile particulare adoptate, rezultă că măsurarea ovalităţii cu precizia de măsurare va fi obţinută, cînd se foloseşte micrometrul cu contact în două puncte. Articolul caută să justifice folosirea micrometrelor cu contact în două puncte pentru măsurarea ovalităţii cu erori minime de măsurare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 3 fig., 4 ref.

CONTENTS

DC : 621.86

Demian, T., Udrea, C.: **A new alternative of air-powerd gripping devices for industrial robots.**

The work presents a new alternative of gripping device for industrial robots, designed and carried out by the authors. Studies and calculations are given, regarding the practical possibilities of this device and the limits between it can be used. The difference between theoretical calculus and the experimental results appears as satisfactory and good in comparison with other gripping devices for industrial robots.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 7 fig., 2 ref.

DC : 621.86

Marinescu, D. T.: **Calculations concerning mecanic grippers for industrial robots.**

The paper presents the main types of mecanic grippers with levers used in industrial robots. Three fundamental types of grippers with levers and inferior couplings are studied and calculated. A variant of gripper with levers and superior coupling designed and carried out practically by the author, is examined too.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 5 fig., 3 ref.

DC : 621.51

Banu, V.: **Concerning the operational concepts of pneumatic stepping motors.**

The most significant developments in pneumatic stepping motors are analysed and discussed in this paper. Stepping motors have been divided in four classes, from the viewpoint of operational concept: with one-way mechanism, with harmonic drive gear reduction, with profiled pistons and with inverted cam mechanism.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 12 fig., 11 ref.

DC : 532.523

Mandache, E.: **Hydraulic elements with proportional electric and hydroelectric control.**

Transitory operating regim of electromagnetic driving system of distribuitor is analysed. The transfer equation was carried out, by stating ratios for all the elements, inclosed in the system, thus providing the possibility to determine the stability of the system.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 9 fig., 6 ref.

DC : 621-235 : 621-85

Demian, T, Yaseen, Y. J.: **Precision of apparatus belt transmission.**

The main deviations which can appear in the metalic belt transmission, for the fine control of the apparatus, are analyzed in this paper. The errors are determined and using the computer, there is traced the family of the curves which allows the selections of the main solutions by the designer, with that purpose to provide a high degree of precision of the moving transmission.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 6 fig., 4 ref.

DC : 621-233 : 621.822

Pascu, A.: **Calculation concerning flexible tape bearings, with fluid friction, applied to peripherical equipment building.**

The paper provides a review of measuring methods for self-acting and externally pressurized foil bearings, used in magnetic tape recorders. A design chart for externally pressurized foil bearing with oriffice inlet restriction is also presented, in order to provide a relyable analysis and dimensioning of this bearings.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 5 fig., 3 ref.

DC : 621.233 : 621.822

Kostrakievici, S.: **An analysis concerning the calculation and use of torque microtape bearings.**

This article presents an original method for the experimental conditions approximation of the resistent torque in microtape bearings. There are also presented certain indications concerning the materials used for microtapes and some of their properties.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

DC : 532/.313

Mihăiţă, G., Savu, T.: **Parametric vibrations of thin boarded bars, with open profiles, applied in electrical apparatus building.**

The article presents the differential equations for parametric forced vibration, concerning thin boarded bars with open profile, excited by axial periodical displacements of the supports, in form of a quadratic differential equation with variable coefficients. Relying in these equations, the authors state the stability of the solutions, related to the system, and emphasize the conditions of dynamical instability appearance. A triple infinity of the dynamical instability field is delimited; these fields are extending around an impulse frequency equally with the double frequency of the free vibrations and are widening simultaneous with the increase of the impulse amplitudes.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 2 fig., 5 ref.

DC : 621.316

Crăciunoiu, C., Dumitrescu, C., Dinu, F.: **Design of a NC biodoser.**

A biodoser of high precision is analysed, in order to optimise the constructive solution of step-by-step, endless-screw motors, with minicomputerised control. The criteria for selecting the constructive solution is carried out and the results regarding the vibration calculus are emphasized.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 3 fig., 3 ref.

DC : 621.954

Olaru, A.: **Ovality measurement of bores and possibilities for a higher accuracy in measurements.**

The known cases concerning the ovality measument with two or three point contact, respectively internal thread measuring micrometers, with two or three spindels are described. Mathematical study relating to the case of ovality determination, by internal thread measuring micrometer, with three point contact, points out a much too high error ratio than that admissible for an accurate measurement. Graphical study draws the conclusion that ovality measurement, observing the accuracy in measurement, can be acquired by using micrometers with two point contact.

Construcţia de maşini, no. 5, 3 fig., 4 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.86

Demian, T., Udrea, C.: **Une nouvelle variante de dispositif d'empoigne avec actionnement pneumatique pour les robots industriels.**

Pour obtenir une nouvelle variante de dispositif d'empoigne pour les robots industriels on étudie et calcule les possibilités pratiques du dispositif d'empoignement et son domaine d'utilisation. La différence entre les calcules théoriques et les résultats expérimentaux est satisfaisante par comparaison avec des dispositifs similaires.

Construcţia de maşini, no. 5, 7 fig., 2 ref.

CD : 621.86

Marinescu, D., T.: **Sur le calcul des dispositifs mécaniques d'empoigne pour les robots industriels.**

L'ouvrage présente les principaux types de pinces à leviers utilisées pour les robots industriels. Trois types fondamentaux de pinces à leviers et couples inférieures sont étudiés et calculés. On analyse aussi une variante de pince à leviers avec une couple supérieure, projetée et realisée pratiquement par l'auteur.

Construcţia de maşini, no. 5, 5 fig., 3 ref.

CD : 621.51

Banu, V.: **Sur les principes de réalisation des moteurs pneumatiques pas à pas.**

L'ouvrage analyse les plus importantes réalisations dans le domaine des moteurs pneumatiques pas à pas. Celles-ci ont été clasifiées point de vue pricipe constructif en quatre classes : à mécanisme de sens unique, à angrenages armoniques, à pistones excentriques profilés et à mécanismes à cames.

Construcţia de maşini, 31 (1979) no. 5, 12 fig., 11 ref.

CD : 532.523

Mandache, E.: **Eléments hydrauliques avec commande électrique et électrohydraulique proportionnelle.**

On analyse le régime transitoire de functionnement du système électromagnétique d'actionnement du distributeur. On a établi l'équation de transfert, en déterminant les coefficients pour tous les éléments du système, ce qui donne la possibilité de déterminer la stabilité du système.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 9 fig., 6 ref.

CD : 621-235 : 621-85

Demian, T., Yaseen, Y. J.: **Sur la précision des transmissions à bande utilisées dans la construction des appareils.**

On étudie des déviations principales qui peuvent apparaîtreaux transmissions à bandes mètalliques utilisées pour le réglage fin des appareils. Les erreurs sont déterminées et on trace à l'aide du calculateur les familles des courbes qui font possible le choix des solutions optimes par l'ingénieur qui effectue des projets techniques en vue de l'assurance d'un haut degré de précision de la transmission du mouvement.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 6 fig., 4 ref.

CD : 621-233 : 621.822

Pascu, A.: **Le calcul des paliers à bande, à frottement fluide, utilisés dans la construction des equipements pèriphériques.**

Dans l'ouvrage on analyse les méthodes de calcul des paliers gasostatiques et gasodynamiques, utilisés pour appuyer la bande magnétique des équipements périphériques. Pour les paliers aérostatiques alimentés par des orifices, utilisés pour les rolles de quidage de la bande, on présente une nomogramme originelle de calcul, qui permet une analyse rapide de ce type de palier.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 5 fig., 5 ref.

CD : 621.233 : 621.822

Kostrakievici, S.: **Quelques aspects concernant le calcul et l'utilisation des paliers sur des microbandes de torsion.**

L'article présente une méthode originale pour déterminer expérimentalement le moment de résistance aux paliers sur des microbandes. On donne aussi des indications sur les matériaux des microbandes ainsi que certaines propriétés de ceux-ci.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 532/.313

Mihăiţă, G., Savu, T.: **Les vibrations paramétriques des barres avec des parois minces à sections ouvertes utilisées dans la construction des appareils électriques.**

Dans la première partie de l'article on établit les équations différentielles des vibrations paramétriques forcées des barres droites avec des parois minces à sections ouvertes, excitées par des déplacements périodiques axiaux des supports, sous la forme d'un système d'équations différentielles de deuxième ordre avec des coefficients variables, qui ressemble au cas d'excitation par des forces axiales périodiques. Ensuite, en étudiant la stabilité des solutions de ce système, on présente dans la deuxième partie de l'article, les conditions d'apparition de l'instabilité dynamique. On délimite dans l'hyperespace des paramètres de l'excitation et du système élastique une triple infinité de domaines d'instabilité dynamique, domaines qui s'élargissent autour des fréquences des vibrations libres et s'agrandissent au fur et à mesure que les amplitudes de l'excitation croissent.

Constucţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 2 fig., 5 ref.

CD : 621 : 316

Crăciunoiu, C., Dumitrescu, C., Dinu, F.: **La projection d'un biodoseur avec actionnement numérique.**

On présente la projection d'un biodoseur de grande précision dans le but de l'optimisation de la solution constructive d'actionnement avec moteur pas à pas et vis sans fin commandés par un calculateur de poche. On établit les critères de choix de la solution constructive et on donne les résultats du calcul de vibrations.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 3 fig., 3 ref.

CD : 621.954

Olaru, A.: **La mesure de l'ovalisation des alésages et la mise en évidence des cas de détermination réelle.**

On prend en considération les cas connus de mesure de l'ovalisation avec contact en deux et trois points, respectivement des micromètres d'alésages avec deux et trois axes. De l'étude mathématique du cas de détermination de l'ovalisation par le micrometre avec contact en trois points résulte une erreur relative beaucoup trop grande pour une détermination exacte. Par l'étude graphique et les conclusions tirées des cas particuliers adoptés, il en résulte que la mesure de l'ovalisation avec précision de mesurage sera obtenu lorsqu'on utilise le micromètre avec contact en deux points. L'article cherche à justifier l'utilisation des micromètres avec contact en deux points pour la mesure de l'ovalisation avec des erreurs minimes de mesure.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 3 fig., 4 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.86

Demian, T., Udrea, C.: **Eine neue Variante des Druckantrieb-greifers für die Industrieroboter.**

Die Arbeit stellt eine neue, von den Verfasser projektierte und hergesstellte Variante, des Greifers für die Industrieerboter vor. Die praktischen Möglichkeiten dieser Greifvorrichtung und die Grenzen deren Anwendung und Betrieb werden untersucht und ermittelt. Der Unterschied zwischen die theoretischen Berechnungen und die experimentellen Ergebnisse erscheinen als befriedigend und gut, im Vergleich mit anderen Greifvorrichtungen für die Industrieroboter.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 7 Bild., 2 Lit.

DK : 621.86

Marinescu, D. T.: **Berechnung einiger mechanischen Greifvorrichtungen für die Industrieroboter.**

Der Beitrag beschreibt die wichtigsten Typen der mechanischen Greifvorrichtungen mit Hebel, die in Rahmen der Industrieroboter Anwendung finden. Es werden 3 Grundtypen von Greifvorrichtungen mit Hebel und Unterkupplung untersucht und berechnet. Dergleichen wird eine vom Verfasser entworfene und praktisch ausgefürte Greifvorrichtung mit Hebel und Oberkupplung untersucht.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 5 Bild., 3 Lit.

DK : 621.51

Banu, V.: **Zur Konstruktions Grundlagen der pneumatischen Schrittmotoren.**

Im Beitrag werden die wichtigsten Konstruktionen der Schrittmotoren vorgestellt. Die sind in vier Konstruktionstypen geteilt d.h.: Mechanismen mit Gleichrichtung: Bewegung, Mechanismen mit harmonischen Verzahnung, Mechanismen mit exzentrischen Profilkolben und Mechanismen mit Umsteuerungsknage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 12 Bild., 11 Lit.

DK : 532.523

Mandache, E.: **Hydraulische Elemente mit proportionaler elektrischer und hydraulischelektrischer Steuerung.**

Im Beitrag wird die zeitlich veränderliche Betriebbart des elektromagnetischen Antriebssystems des Verteilers betrachtet. Die Übertragungsgleichung ist festgelegt und Koeffizienten für alle Systemselemente sind ermittelt; dabei ist die Bestimmung der Systemsstabilität ermöglicht.

Construcţia de maşini 31 (1979), Nr. 5, 9 Bild., 6 Lit.

DK : 621-235 : 621-85

Demian, T., Yaseen, Y. J.: **Die Genauigkeit der Gerätenkonstruktion.**

Die Arbeit stellt die wichtigsten Abweichungen einer Bandübertragung vor, die für die Feinstellung der Geräten genutzt ist. Die grafische Darstellung der Abweichung die mit der Hilfe der Rechner in einer Kurvenfamilie festgelegt ist, ermöglicht dem Konstrukteur die Anwendung der optimalen Lösung.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 621-233 : 621.822

Pascu, A.: **Berechnung der Luftgeschmierten Band-Lager für perifärische Geräte.**

In diesen Arbeit werden die Berechnungsmethoden der luftgeschmierten Bandlager, verwendbar für die Führung der Magnetband der perifärischen Geräte, untersucht. Für die durch Löcher Luftgespeissten aerostatischen Lager sind originale grafische Ergebnisse dargestellt, die eine einfache und rasche Berechnung solcher Lagertypen ermöglichen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 5 Bild., 5 Lit.

DK : 621.233 : 621.822

Kostrakievici, S.: **Anblicke hinsichtlich der Berechnung und Anwendung der torsionmikroband-Lager.**

Ein originales Verfahren ist dargestelt um den Drehmoment bei Mikrobandlager, unter Experimentalbedingungen, zu berechnen. Es sind gleichzeitig einige Anzeige betreffs die Legierungen und ihre Eigenschaften für Mikrobänder gegeben.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 2 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 532/.313

Mihăiţă, G., Savu, T.: **Schwingungen der Stangen mit dünnen Wänden und offenen Schnitten, für den Elektrogerätebau.**

Dar erste Teil der Arbeit untersucht die Differentialgleichungen der parametrischen Erregungsschwingungen der Stangen mit dünnen Wänden und offenen Schnitten, erregt bei axial — periodischen Verschiebungen der Unterstützung, in Form eines Quadratischen-differential-Gleichung-Systems, mit ungleichförmigen Koeffizienten. Dazu wird die Stabilität dessen Sistems festgelegt und im zweiten Teil der Arbeit — die Erscheinungsbedingungen der dynamischen Nichtstabilitäts. Eine dreiteilige Unendlichkeit der Bereiches der dynamischen Nichtstabilitäts wird abgegrenzt: diese Bereiche erweitern sich in Rahmen einer Erregungsfrequenz, die gleich mit der Doppelfrequenz der freien Schwingungen ist, und ausweiten sich entsprechend der Steigerung der Erregungsamplitude.

Construcţia de maşini, nr. 31 (1979), Nr. 5, 2 Bild., 5 Lit.

DK : 621.316

Crăciunoiu, C., Dumitrescu, C., Dinu, F.: **Konstruktion einer Biodosiervorrichtung mit numerischer Steuerung.**

Eine von hoher Genauigkeit Biodosiervorrichtung wird analysiert, zweks der Optimierung der konstruktiven Lösung für den Schrittmotorendlose, Schraube — Antrieb, der Taschenrechnergestutzt ist. Die Kriterien zur Auswahl der konstruktiven Lösung sind ermittelt und die Ergebnisse der Vibrationsberechnung sind dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 3 Bild., 3 Lit.

DK : 621.954

Olaru, A.: **Ovalitätsmesung der Bohrungen und Hervorhebung der Möglichkeiten zu einer höheren Genauigkeit der Messungen.**

Die bekannten Fälle der Ovalitätsmessung mit zweit — und Dreipunktberührung, bzw. Mikrometer mit zwei und drei Wellen werden betrachtet. Das matematische Studium der Ovalitätsmessung mit einem Mikrometer, mit Dreipunktberuhrung deutet einem relativen Fehler an, der nicht als zulässig für eine genause Messung angenommen werden kann. Durch graphisches Studium und Schlussvolgerungen über praktischen Beispiele ergibt sich dass die Ovalitätsmessung, mit der erforderlichen Genauigke't kann durch Anwendung des Mikrometers mit Zweipunkberuhrung enthalten werden. Der Ziel des Verfassers ist die Anwendung der Zweipunktberührungs Mikrometer, für die Ovalitätsmessung mit Minimalfehler zu nachweisen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 3 Bild., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.86

Демиан, Т., Удреа, К. : **Новый вариант приспособления схватывания с пневматическим приводом для промышленных роботов.**

Представляется новый вариант приспособления схватывания для промышленных роботов, проектированный и реализованный авторами. Изучаются и расчитываются практические возможности приспособления схватывания и лимиты использования. Разница между расчётами и результатами появляется удовлетворительные по сравнению с другими приспособлениями для промышленных роботов.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 7 рис., 2 лит.

ДК : 621.86

Маринеску, Д. Т. :**Об расчётом одных механических приспособлений схватывания, для промышленных роботов.**

Представляются главные типы механических приспособлений схватывания с рычагами используемых у промышленных роботов. Исследованы и расчитаные 3 основные типы приспособлений манипулирования с рычагами и нижними моментами. Анализируется также один вариант приспособления схватывания с рычагами и верхним моментом, проектирован и осущетвлён автором.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 5 рис., 3 лит.

ДК : 621.51

Бану, В. : **Об основными принцыпах осуществления пневматических двигателей шаг за шагом.**

Анализируются самые значительные достижения в области пневматических двигателей шаг за шагом, которые были разделены — из точки зрения используемых строительных принципов — в четырьмя разрядами с механизмами одностороннего уличного движения, с гармоническими зубчатыми передачами, с профильными поршнями и с механизмами с обратными кулаками.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5., 12 рис., 11 лит.

ДК. : 532.523

Мандаке Е. : **Гидравлические элементы с электрическим и электро-гидравлическим пропорциональным управлением.**

Исследовается переходный режим хода электромагнетического режима привода распределителя. Устанавливается уравнение трансфера для всех элементов системы, обеспечивая определения стабильности системы.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 9 рис., 6 лит.

ДК : 621-235 : 621.85

Демиан, Т., Ясеен, Ю. Д. : **О точности передачей с лентами из приборов.**

В работе изучаются главные отклонения, могущие появляться при передачах с металлическими лентами, использованными для точной наладки приборов. Определяются погрешности, и на основе расчётной машины размечаются семьи кривых, делающих возможным выбор оптимальных решений проектантом в виду обеспечения высокой степени точности передачи движения.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621-233 : 621.822

Паску, А. : **Расчёт подшипников с гибкой лентой и жидким трением, используемых в строение окрайнных оборудовании.**

Анализируются методы расчёта газостатических и газодинамических опоров, используемые для крепления магнитных лент окрайнных оборудовании. Для аэростатических опоров, питанных отверстями, используемые для направляющих валов ленты, приводится оригинальная расчётная номограмма, которая позволяет анализ и определение объёма этого вида опора.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 5 рис., 5 лит.

ДК : 621.233 : 621.822

Костракиевич, С. : **Некоторые виды относительно к расчёту и использованию подшипников на микролентах скручивания.**

Представляется оригинальный метод установления — в экспериментальных условиях — моменту сопротивления подшипников на микролентах. Также представленый указания об материалами микролентов так как и об их свойствами.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 2 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 532/.313

Михэйцэ, Г., Саву, Т. : **Параметрические вибрации брусов с тонкими стенами от открытых сечений используемых в электроприборостроение.**

Устанавливаются — в первую часть работы — дифференциальное уравнения принудительных параметрических вибраций правых брусов с тонкими стенами от открытых сечений, возбуждёных через осевые периодические перемещения опор, в виде системы дифференциальных уровнений второй степени с переменными коэффициентами, сходный случая возбуждения сквозь периодические осевые силы. В вторую часть устанавливаются условия появленя динамической неустойчивости, изучая стабильность растворов этой системы в гиперпространстве параметров возбуждений и эластичной системы разграничивается тройная безконечность владений динамической неустойчивости, владения которые расширяются со всех сторон частот возбуждения в равной мере с двойными частотами свободных вибраций и рнстягивается по мере увеличения амплитуд возбуждения.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 2 рис., 5 лит.

ДК. : 621.316

Крэчуною, К., Думитреску, К., Дину, Ф. : **Проектирование биодозатора с численным приводом.**

Анализируется биодозатор большой точности, с целью оптимизаций строительного решения для привода с двигателем шаг за шагом — бозконечный винт, управляемые миникалкулятором. Устанавливаются критерии избрания строительного решения и даются результаты расчёта вибрации.

Constructia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 3 рис., 3 лит.

CZ : 681.31 : 621.833

Pascu, A., Grecu, E.: **Utilizarea calculatorului pentru studierea roţilor dinţate din mecanica fină cu profil în evolventă.**

În lucrare este prezentată o metodă de studiere a profilului danturii în evolventă prin simularea cu ajutorul calculatorului, pe plottar, a angrenării cu cremaliera sculă. Sînt ilustrate exemple de profile obţinute pe baza profilelor normalizate pentru mecanica fină de standardele DIN 58400 şi BS 978. Metoda furnizează o imagine completă a geometriei dintelui, fiind astfel foarte utilă în aprecierea şi compararea diferitelor soluţii posibile în rezolvarea problemelor angrenării.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 13 fig., 1 tab., 5 ref.

CZ : 621.231

Popescu, I.: **Sinteza analitică a mecanismului patrulater articulat pentru poziţii impuse planului bielei.**

Se consideră un segment din planul bielei, pe care se notează un punct în 5 poziţii succesive. Problema se reduce la sinteza patrulaterului care asigură realizarea unei traiectorii prin 5 puncte impuse, cunoscîndu-se şi unghiul bielei cu axa absciselor. Se dă metoda de calcul, rezultatele calculului şi verificarea rezultatelor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 2 fig., 3 tab., 2 ref.

DC : 681.31 621.833

Pascu, A., Grecu, E.: **Computer aided study of fine mechanics gearing with evolvent profiles.**

A computer aided method is presented for the study of evolvent profiles in fine mechanics gearing, by plotter simulation of engagement with rack tool. Tooth profiles, obtained with basic rack DIN 58400 and BS 978 are compared. The method gives a full image of the tooth geometrie and facilitates the comparison of various solutions for obtaining the backlash.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 13 fig., 1 taf., 5 ref.

DC : 621.231

Popescu, I.: **The analytical sinthesis of the joint quadrilateral mechanism for imposed positions to the plan of the connecting rod.**

A segment from the connecting rod plan, on which it is marked a point in five succesive positions is considered. The problem is reduced to the synthesis of the quadrilater which ensures the realization of a trajectory through five imposed points, also knowing the angle of the connecting rod with the axis of the abscisses. The author presents the calculus method, the results of the calculus and the control of the results.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 5, 2 fig., 3 tab., 2 ref.

CD : 681.31 : 621.833

Pascu, A., Grecu, E.: **L'utilisation du calculateur pour l'étude des roues dentées de la micromécanique avec profil en développante.**

On présente une méthode d'étude du profil de la denture en développante par la simulation à l'aide du calculateur sur le plotter, de l'engrènement avec la crémaillère-outil. On présente des exemples de profils obtenus avec des crémaillères DIN 58.400 et BS 978. La méthode offre une image complète de la géometrie de la dent, servant à l'appréciation et à la camparaison de différentes solutions des problèmes de l'engrènement.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 13 fig., 1 tab., 5 ref.

DC : 621.231

Popescu, I.: **La synthèse analytique du mécanisme quadrilatère articulé pour des positions imposées au plan de la bielle.**

On considère un point dans 5 positions successives, sur un segment du plan de la bielle. Le problème est ainsi réduit à la synthèse du quadrilatère articulé qui assure la réalisation d'une trajectorie qui passe par les 5 points imposés à priori, étant connu l'angle qui est formé entre la bielle et l'axe des abscisees. On donne la méthode de calcul, les résultats du calcul et la vérification ceux-ci.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 5, 2 fig., 3 tab., 2 ref.

DK : 681.31 : 621.833

Pascu, A., Grecu, E.: **Rechnergestütztes Studium der Evolventenprofil für Zahnräder der Feinmechanik.**

Eine rechnergestützte Methode der Untersuchung der Evolventenprofil der Zahnräder, ist dargestellt, am Beispiel der Simulierung des Eingriffs mit der Zahnstange. Zahnprofilen der Feinmechanik, hergestellt mit den Bezugprofil DIN 58400 und BS 978 werden vergleicht. Durch die vollständige Darstellung des Zahnprofils die Methode ermöglicht eine Vereinfachung der Vergleichung verschiedenen Lösungen der Erzeugung der Flankenspiel.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 13 Bild., 1 Taf., 5 Lit.

DK : 621.231

Popescu, I.: **Analytische Synthese des artikulierten Viereckmechanismus für die vorgeschriebene Lage des Kurbelstangenplanes.**

Man betrachtet ein Segment des Kurbelstangenplanes, auf dem man einen Punkt in fünf nacheinanderfolgenden Stellen anzeichnet Das Prablem bleibt bei der Synthese des Viereckes, das die Verwirklichung einer Bahnkurve durch fünf vorgeschriebenen Punkte, in dem man auch den Winkel der Kurbelstange mit der Abszissenachse kennt, ermöglicht. Die Berechnung und die Verifizierung der Resultate werden erläutert.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 5, 2 Bild, 3 Taf., 2 Lit.

ДК : 621.954

Олару, А. : **Измерение овализаций яасточек и выдвижение случаев реального определения.**

Рассматриваются известные случаи измерения овализаций с прикосновением в двух-трёх точках, соответственно микрометры расточек с 2 и 3 осями.

Из математического исследования случая определения овализаций с микрометром с контактом в трёх точках, проистекает относительную ошибку слишком большую для точного определения. Сквозь графическое изучения и заключения полученных экспериментальным путём, проистекает, что измерение аволизации с большой точностью реализируется с помощью микрометра с контактом в двумя точками. Оправдывается таким образом использование микрометров и контактом в двух точкап для измерения овализаций с минимальными ошибками.

Construcţia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 3 рис., 4 лит.

ДК : 681.31 : 621.833

Паску, А., Греку, Е. : **Использование ЭВМ для изучения зубчатых колёс с эвольвентным профилем.**

Представляется метод изучения эвольвентного профиля симулиравания с помощью ЭВМ, на плоттеро, зубчатой передачи с кремальерой — инструмент. Прославляются примеры профилей палученных на оснований соответствующими профилями для точной механики, стандартами DIN 58400 и BS 978. Метод доставляет полный образ геометрии зуба, и используется в суждением и сравнением разных решений зацепления.

Construcţia de maşini, nr. 31 (1979),
н. 5, 13 рис., 1 таб, 5 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226 Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea Poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu nr. 45, c. 16006.

41.042

CZ : 621.86

O nouă variantă de dispozitiv de apucare, cu acționare pneumatică pentru roboții industriali

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, sef lucr. ing. Constantin **UDREA** — Institutul Politehnic — București

Dispozitivul prezentat mai jos realizează apucarea sarcinii și rotirea sa cu 180° în ambele sensuri și este destinat să echipeze un robot industrial cu acționare pneumatică care folosește „coordonatele cilindrice". Dispozitivul a fost proiectat și realizat pentru o forță de strîngere la bacuri de 50 daN și pentru un moment de tensiune de 150 daN.

Dispozitivul proiectat și realizat reprezintă o soluție originală. Din schemă (fig. 2), se vede că se folosește cilindrul pneumatic 2. Pistonul **1** este solidar legat cu piulița **3**, așezată pe șurubul 4, care este în același timp și arbore antrenat și care este rezemat pe rulmenții radiali axiali **6** și **7**. Deplasarea axială a pistonului **1** se transformă în rotație

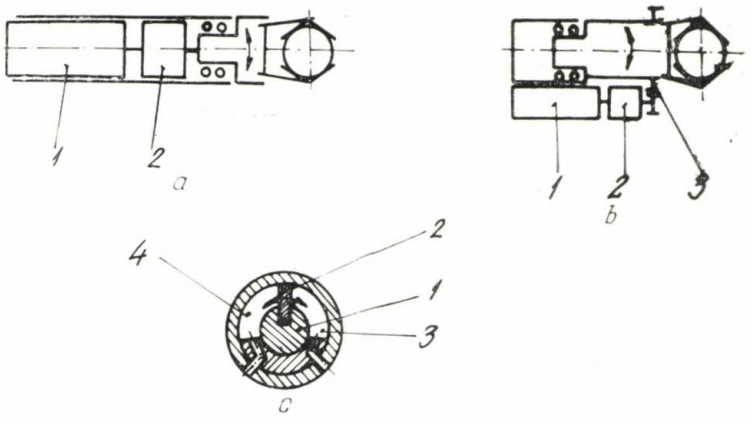


Fig. 1 Posibilități de realizare a mișcărilor relative în dispozitivele de apucare cu acționare pneumatică.

Pentru realizarea rotirii, în varianta acționării pneumatice, principial se puteau folosi soluții asemănătoare celor prezentate schematic în figura 1. În figura 1 a și 1 b se utilizează un motor rotativ cu palete **1**, urmat de reductorul planetar sau armonic **2** (în soluția 1 a, grupul motor-reductor este în interiorul dispozitivului, montat coaxial, iar în varianta 1 b — este montat în exterior acționînd coroana dințată **3**). În figura 1 c este schițată varianta cu motor cu paletă cu unghi limitat de lucru, arborele 1 acționînd direct rotirea. Variantele cu motoare cu pistoane axiale sau radiale nu sînt luate în considerare, deoarece nu realizează momentul necesar la un gabarit acceptabil.

Soluțiile cu motor cu paletă și reductor prezintă unele dezavantaje ca : moment de pornire redus, zgomot, gabarit axial (varianta 1 a) și radial mare, dificultăți de frînare la cap de cursă. Soluția din figura 1 c prezintă serioase dificultăți pentru realizarea etanșării paletei **2** față de camerele de lucru **3** și **4**.

a șurubului și, o dată cu el, a greiferului **8**. Impiedicarea rotației piuliței se realizează cu ajutorul canelurilor **5**. Dezavantajul gabaritului axial, relativ ridicat, a fost înlăturat prin introducerea sa parțială în brațul **10** al

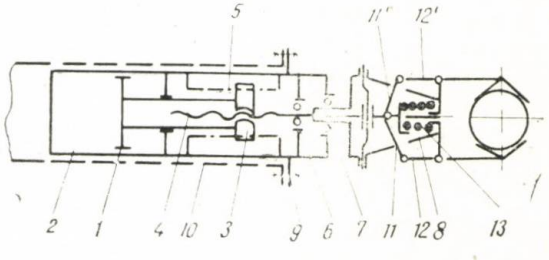


Fig. 2 Reprezentare schematică a dispozitivului de apucare realizat.

1 — piston ; 2 — cilindru ; 3 — piuliță ; 4 — șurub ; 5 — caneluri ; 6 și 7 — lagăre ; 8 — corp ; 9 — flanșă ; 10 — corpul robotului ; 11, 12, 11' și 12' — pîrghii ; 13 — arc.

robotului și flanșarea sa în **9**. Acționarea strîngerii bacurilor greiferului se face cu un motor pneumatic cu membrană prin interme-

diul pîrghiilor **11, 11'** și **12** și **12'**. Revenirea (deschiderea greiferului) este asigurată de arcul **13.**

Pentru calculul momentului de torsiune s-au determinat forțele utile P_1 și P_2 (fig. 3)

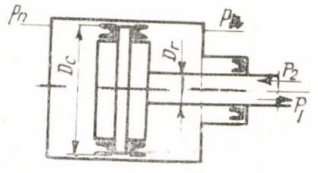


Fig. 3 Schemă pentru calculul forțelor utile ale cilindrului pneumatic.

dezvoltate în cele două sensuri de deplasare ale pistonului, ținînd cont de frecările pe manșetele de etanșare ale pistonului și tijei :

$$P_1 = \left(\frac{\pi}{4} D_c^2 - \pi D_c b_1 \mu_1\right) p_n \tag{1}$$

$$P_2 = \left(\frac{\pi}{4} D_c^2 - \frac{\pi}{4} D_t^2 - \pi D_c b_1 \mu_1 - \pi D_t b_2 \mu_1\right) p_n$$

Înlocuind în aceste relații : $D_c = 70$ mm, $D_t = 32$ mm, $b_1 = 8{,}5$ $b_2 = 8$ mm, $p_n = 6$ daN/cm² și considerînd cazul defavorabil al pornirii cu $\mu_1 = 0{,}3$ se obțin :

$$P_1 = 197{,}5 \text{ daN} ; \quad P_2 = 134{,}5 \text{ daN}$$

O parte din forța axială P dezvoltată de piston se pierde prin frecarea la nivelul canelurilor **3** utilizate pentru împiedicarea ro-

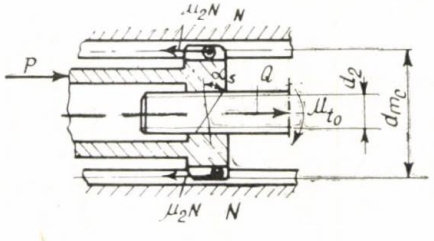


Fig. 4 Determinarea momentului de torsiune teoretic.

tirii (fig. 4), astfel încît forța axială Q, rămasă la șurubul **2,** se poate determina cu relația :

$$Q = P - 2\mu_2 N, \tag{2}$$

N fiind două reacțiuni tangențiale la nivelul diametrului mediu d_{mc} al canelurilor, echivalente momentului M_{to}, adică :

$$N \cdot d_{mc} = M_{to} \tag{3}$$

Transformarea forței axiale Q în moment de torsiune prin mecanismul piuliță — șurub este dată de relația cunoscută :

$$M_{to} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_s - \varphi_3) \tag{4}$$

d_2 fiind elementul mediu al filetului și α_s — unghiul de înclinare al elicei.

Din relațiile (1), (2), (3) și (4) se poate obține expresia lui M_{to} , astfel :

$$M_{to} = \frac{p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_s - \varphi_3)}{1 + \frac{d_2}{d_{mc}} \mu_2 \operatorname{tg}(\alpha_s - \varphi_3)} \tag{5}$$

Considerînd și momentul de frecare de la etanșarea rotativă pentru alimentarea dispozitivului :

$$M_f = \frac{\pi d_0^2}{2} b_3 \mu_1 p_n \tag{6}$$

și neglijind pierderile din rulmenți rezultă,

$$M_t = M_{to} - M_f \tag{7}$$

Unghiul redus de frecare φ_3 la nivelul transmisiei piuliță — șurub este :

$$\varphi_3 = \operatorname{arc\,tg} \frac{\mu_2}{\cos \beta} \tag{8}$$

unde : β — înclinarea flancurilor șuruburilor în planul normal.

Prin înlocuirea datelor : $d_2 = 23{,}5$ mm ; $d_{mc} = 39$ mm ; $\alpha_s = 58°24'$; $\beta = 10°$; $d_0 = 32$ mm ; $b_3 = 8$ mm și considerînd $\mu_2 = 0{,}15$, coeficientul de frecare în caneluri, se obțin pentru cele două sensuri de rotație : $M_{t_1} = 247$ [daN cm] și $M_{t_2} = 168$ [daN cm], va-

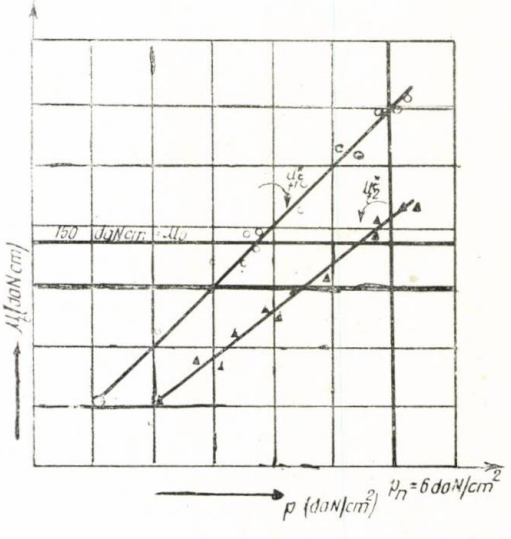


Fig. 5 Rezultatele experimentale privind momentul de torsiune realizat.

lori suficient de apropiate de datele obținute experimental în condiții statice, pe model, pentru diferite presiuni de alimentare (fig. 5). Astfel, pentru $p_n = 6$ daN/cm², se obțin:

$$M^*_{t_1} \approx 236 \text{ daN/cm și } M^*_{t_2} \approx 170 \text{ daN.}$$

Mecanismul de apucare, după cum se știe, trebuie să aibă o cît mai mare forță Q de strîngere la bacuri și o cît mai mare deschi-

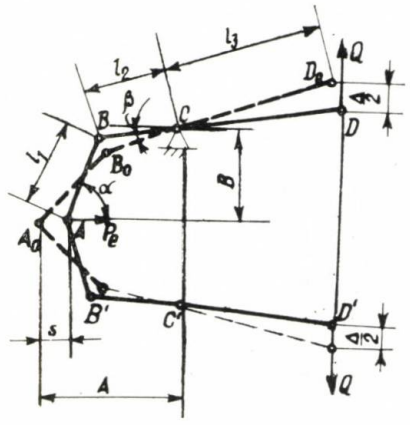


Fig. 6 Elementele geometrice și cinematice ale dispozitivului de apucare propriu-zis.

dere totală Δ, în condițiile unei curse utile S, limitate, a motorului cu membrană. Ca urmare, a fost efectuată sinteza mecanismului din care au rezultat elementele geometrice (fig. 6).

Forța de strîngere la bacuri se poate calcula cu relația:

$$Q = \frac{l_2 \sin(\alpha - \beta)}{2 l_3 \cos\alpha \cos\beta} P_e \eta \qquad (9)$$

unde: η este randamentul sistemului de pîrghii iar:

$$\Delta = l_3 (\sin\beta_0 - \sin\beta) \qquad (10)$$

Forța axială va fi:

$$P_e = P_m - P_a = P_f \qquad (11)$$

unde:

— P_m — forța dezvoltată de membrană;
— P_a — forța arcului;
— P_f — forța de frecare.

Forța dezvoltată de membrană este greu de apreciat prin calcul, deoarece depinde de săgeată, în special în domeniul săgeților mari. Se poate considera că:

$$P_m = c p_n \frac{\Pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) \qquad (12)$$

de unde, pentru o membrană aleasă la care $D = 80$ mm; $d = 60$ mm (diametrul rigid) și apreciind că din cauza săgeții mari $c = 0{,}75$, neglijîndu-se forțele de frecare ale tijei rezultă că:

$$P_e \approx 100 \text{ daN.}$$

Admițînd că randamentul mecanismului cu pîrghii, $\eta = 0{,}9$ se obține pentru forța de strîngere $Q \approx 70$ daN. Determinarea experimentală a forței de strîngere a fost făcută cu ajutorul unui inel — traductor de forță prevăzut cu mărci tensometrice, etalonat în prealabil.

Rezultatele determinării, efectuate în funcție de presiunea de alimentare a camerei cu membrană și de diametrul piesei strînse sînt prezentate în figura 7.

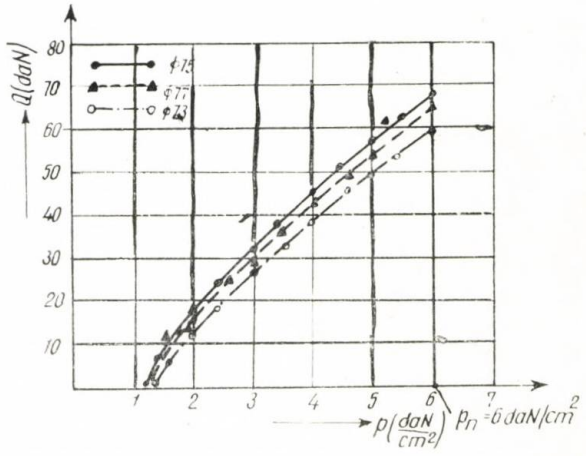


Fig. 7 Rezultatele experimentale referitor la forța de strîngere la bacuri.

Se constată că la presiunea nominală, pentru gama de diametre experimentate, se asigură o forță de strîngerea Q = (58..67) daN., care acoperă valoarea de daN. Apare o influență nefavorabilă a modificării diametrului piesei strînse față de dimensiunea nominală, efectul fiind mai pronunțat la scăderea diametrului. Scăderea forței de strîngere pentru diametre mai mari se explică prin raportul de transmitere mai defavorabil al sistemului de pîrghii, iar la diametre mai mici efectul defavorabil al scăderii forței din camera cu membrană primează asupra celui favorabil măririi raportului de transmitere.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * 1-st Conference on Industrial Robot Technology. University of Nottingham, 1973.
[2] *Cosoroabă, V, ș.a.:* Acționări pneumatice. Ed. Tehnică, 1971.

CZ : 621.86

Asupra calculului unor dispozitive mecanice de apucare pentru roboții industriali

Ing. Dan Tudor **MARINESCU** — Intreprinderea Mecanică Fină—București

În categoria sistemelor tehnice care realizează relații funcționale determinate între diferite mărimi fizice poate fi inclus și robotul industrial. Din punct de vedere constructiv, robotul industrial utilizează tehnici cunoscute din domeniul mecanic al prelucrării informațiilor, al acționării și reglării automate. Considerîndu-se însă funcția și rolul său de automat programabil și flexibil în utilizare, robotul inaugurează un domeniu nou al tehnicii, cu perspective deosebit de interesante în cercetare.

Din multitudinea de definiții pentru robot, aceea de „aparat de manipulare antropomorf programabil" pare să corespundă cel mai bine tendințelor actuale. Asistăm astăzi la creșterea numărului de operații executate de roboți, care înlocuiesc din ce în ce mai mult, în țările industrializate, munca omului.

Robotul industrial nu poate funcționa fără organele situate la extremitatea sa, servind fie pentru prelucrare, deci pentru modificarea formei și dimensiunilor pieselor, fie pentru manipulare, deci schimbarea poziției acestora.

În majoritatea cazurilor se folosesc dispozitive de apucare mecanice, dintre care cea mai largă răspîndire o au cele cu pîrghii și cuple inferioare, deși unghiurile de deschidere a pîrghiilor cu „fălci" de apucare sînt relativ mici.

În componența acestor dispozitive intră de regulă două structuri, din care una servește la transformarea mișcării pistonului cilindrului de acționare, iar cealaltă la prinderea obiectului. Uneori, cînd din motive de gabarit pistonul este așezat transversal, este necesară și o structură de legătură.

Funcționarea oricărui dispozitiv de apucare este asigurată dacă forța dezvoltată de cilindrul de acționare este suficientă pentru a realiza forța de strîngere a piesei și pentru a cuprinde gabaritul acesteia. La acestea se adaugă desigur rezistența și fiabilitatea tuturor elementelor dispozitivului de apucare.

Schemele cinematice, sistemul de forțe și calculul forței necesare a fi dezvoltate de cilindru pentru acționarea pîrghiei — „falcă", la principalele tipuri de dispozitive de apucare cu pîrghii și cuple inferioare, sînt arătate mai jos.

Un prim dispozitiv este cel din figura 1 ; se observă că este de tip bielă-manivelă, avînd trei elemente mobile. Dacă se notează prin P_p — forța necesară pentru acționarea unei „fălci" și cu P_a — forța de apucare, urmărindu-se transmiterea forței de la pistonul cilindrului de acționare se poate scrie, cu notațiile din figură :

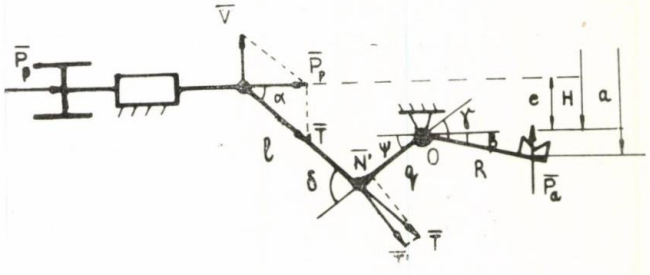


Fig. 1 Schema dispozitivului de apucare cu pîrghii și cuple inferioare de tip bielă-manivelă.

$$T = \frac{P_p}{\cos\alpha} \quad \text{și} \quad T' = T \sin\delta$$

Intrucît $\delta = \alpha + \psi = \alpha + (\gamma - \beta)$, după efectuarea înlocuirilor și transformărilor necesare se obține :

$$T' = \frac{P_p}{\cos\alpha}\sin(\alpha + (\gamma - \beta)) = \frac{P_p}{\cos\alpha} \cdot$$

$$\cdot[\sin\alpha\cos(\gamma - \beta) + \cos\alpha\sin(\gamma - \beta)] =$$

$$= P_p[\sin(\gamma - \beta) + \cos(\gamma - \beta)\,\mathrm{tg}\,\alpha] \qquad (1)$$

Din considerente geometrice mai rezultă :

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{e + q\sin(\gamma - \beta)}{\sqrt{l^2 - [e + q\sin(\gamma - \beta)]^2}} \qquad (2)$$

și luînd momentele în raport cu punctul O se obține :

$$P_a \cdot R\cos\beta = T' \cdot q \qquad (3)$$

Combinîndu-se (1), (2) și (3) rezultă :

$$P_p = \frac{P_a}{\frac{q}{R}\cdot\frac{1}{\cos\beta}\left|\sin(\gamma - \beta) + \cos(\gamma - \beta)\frac{e + R\sin(\gamma - \beta)}{\sqrt{l^2 - [e + q\sin(\gamma - \beta)]^2}}\right|} \qquad (4)$$

Pentru o forță de apucare necesară se poate calcula, cu parametrii aleși la proiectare, forța rezvoltată de cilindrul de acționare, dacă se consideră o repartiție egală a acesteia pe ambele „fălci".

Un al doilea dispozitiv, tot cu trei elemente mobile, de tip culisă oscilantă este reprezentat în figura 2. Cu notațiile din această figură se obține :

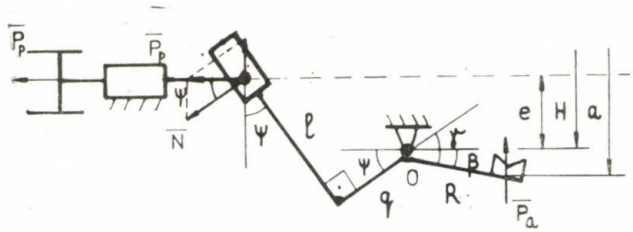


Fig. 2 Schema dispozitivului de apucare cu pîrghii și culisă oscilantă.

$$N = P_p/\cos(\gamma - \beta) \tag{5}$$

și

$$N \cdot l = P_a \cdot R \cos\beta \tag{6}$$

Distanța l la forța N este :

$$l = \frac{e + q\sin(\gamma - \beta)}{\cos\gamma - \beta)} \tag{7}$$

Înlocuind (5) și (7) în (6) se obține :

$$P_p = \frac{\cos\beta\cos^2(\gamma - \beta)}{e + q\sin(\gamma - \beta)} R \cdot P_a \tag{8}$$

În figura 3 se prezintă schema și sistemul de forțe pentru cel de-al treilea tip fundamental de dispozitiv de apucare, cu trei elemente și culisă, pentru care rezultă relațiile :

$$N = P_p/\cos\delta\,, \tag{9}$$

$$\alpha = \delta - \psi\,, \tag{10}$$

$$\psi = \gamma - \beta\,, \tag{11}$$

Din (10) și (11) rezultă :

$$\alpha = \delta - (\gamma - \beta) \tag{12}$$

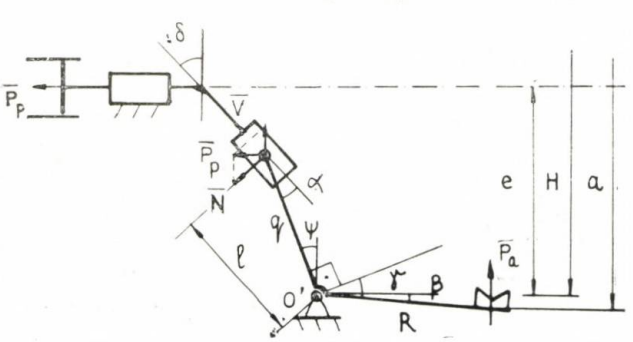


Fig. 3 Schema dispozitivului de apucare cu pîrghii și culisă.

Din ecuația de momente față de punctul O' :

$$N \cdot l = P_a \cdot R\cos\beta \tag{13}$$

înlocuind brațul l al forței N :

$$l = q \cdot \cos\alpha \tag{14}$$

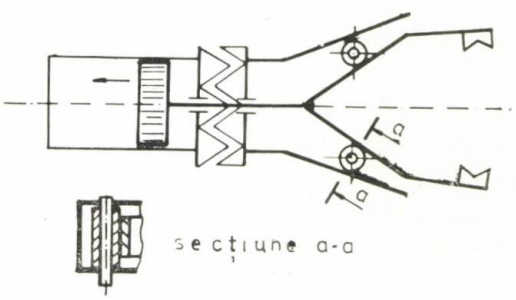
sau, ținînd cont de (12) :

$$l = q[\cos\delta\cos(\gamma - \beta) + \sin\delta\sin(\gamma - \beta)] \tag{15}$$

se obține :

$$P_p = \frac{\cos\beta}{\cos(\gamma - \beta) + \operatorname{tg}\delta\sin(\gamma - \beta)} \cdot \frac{R}{q} \cdot P_a \tag{16}$$

O variantă de dispozitiv de apucare, proiectată și realizată practic de autor, este prezentată în figura 4 a. Se observă că „fălcile"



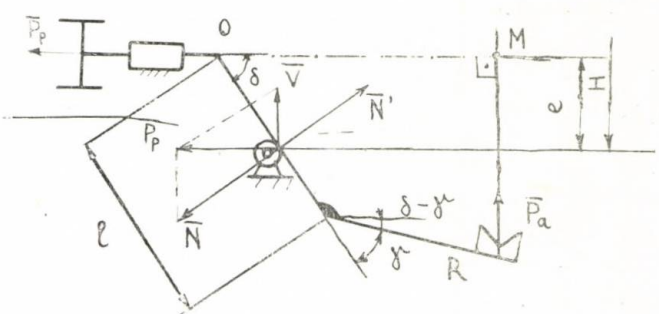


Fig. 4 a, b Schema dispozitivului de apucare cu pîrghii și cuplă superioară.

— datorită elasticității lor constructive — se strîng la translația pistonului, cînd ele pătrund în zona îngustă a ghidajului tronconic. Dispozitivul introduce deci o cuplă superioară care îl simplifică constructiv, reduce dimensiunile de gabarit dar micșorează cursa „fălcilor". Din schema cinematică cu sistemul de forțe (fig. 4b) rezultă :

$$N' = N = P_p/\sin\delta \tag{17}$$

Ecuația de momente față de punctul O este :

$$N\frac{e}{\sin\delta} = P_a \cdot OM \tag{18}$$

Din considerente geometrice :

$$OM = l \cdot \cos\delta + R\cos(\delta - \gamma) \qquad (19)$$

Înlocuind relaţiile (17) şi (19) în relaţia (18) rezultă :

$$P_p = \frac{\sin^2\delta[l \cdot \cos\delta + R \cdot \cos(\delta - \gamma)]}{e} \cdot P_a \qquad (20)$$

În afara dispozitivelor de apucare cu pîrghii, se mai folosesc şi alte dispozitive de apucare mecanice cum ar fi cele cu came, care simplifică operaţia de comandă a închiderii „fălcilor" sau cele cu dublă cremalieră acţionînd două roţi dinţate solidarizate cu cele două „fălci".

Se mai pot utiliza dispozitive de apucare cu depresiune, care au avantajul că nu necesită o poziţionare precisă în raport cu piesa, dar utilizarea lor este limitată de forţa mică realizată şi necesitatea unei suprafeţe lise a piesei.

De asemenea, dispozitivele de apucare magnetice se utilizează numai pentru piese din materiale feromagnetice, de regulă tot cu suprafeţe plane şi curate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Burckhardt, C. W.:* Industrieroboter, heutiger Stand und Entwicklungstendenzen. In „Fertigung", nr. 4/1974.

[2] *Galabov, V., Mimmi, G., Rovtta, A.:* Sulle caratteristiche funzionali di sistemi mecanici di presa in robots industriali — studiu prezentat la cel de-al treilea congres al AIMETA, 1976.

[3] * * * Proceedings of the Third Conference on Industrial Robot technology and sixth International Symposium on Industrial Robots, University of Nottingham, 1976.

CZ : 621.51

Cu privire la principiile de realizare a motoarelor pneumatice pas cu pas

Ing. Gh. Valeriu **BANU** — Institutul Politehnic Bucureşti, Catedra de mecanică fină

Introducere

Motoarele pas cu pas, datorită avantajelor şi particularităţilor funcţionale pe care le prezintă, se impun din ce în ce mai mult ca elemente de execuţie în sistemele automate discrete. Comanda prin impulsuri codificate şi funcţionarea specifică pas cu pas, permit poziţionarea precisă a rotorului şi arborelui de ieşire, fără utilizarea elementelor de corecţie, chiar în condiţiile în care sarcina externă variază în limite largi. Un alt avantaj important al motoarelor pas cu pas îl constituie legătura comodă cu dispozitivele numerice de calcul, datorită caracterului discret al mărimilor de intrare.

O largă dezvoltare au cunoscut, în special, motoarele electrice şi electro-hidraulice pas cu pas. Primele sînt de neînlocuit atunci cînd frecvenţa de lucru şi rezoluţia unghiulară constituie criteriile prncipale de alegere. Totuşi, aceste motoare dezvoltă momente relativ reduse, au o construcţie complicată şi necesită sisteme de comandă sofisticate. Utilizarea motoarelor electro-hidraulice rezolvă problema momentului motor, dar necesitatea unei surse de energie hidraulică, conduce la creşterea preţului de cost.

Chiar şi aceste succinte consideraţii scot în evidenţă faptul, că utilizarea motoarelor electrice sau electro-hidraulice nu constituie întotdeauna soluţia optimă. O serie de aplicaţii industriale cum ar fi indexarea şi poziţionarea unor organe mobile, acţionarea discretă a maşinilor-unelte, etc, nu numai că permit dar chiar necesită frecvenţe de lucru reduse şi momente motoare ridicate.

O serie de cercetări au fost, de aceea, orientate spre realizarea unor motoare pneumatice pas cu pas care să utilizeze energia aerului comprimat disponibil în orice unitate industrială. Aceste motoare sînt capabile să dezvolte puteri şi momente medii la frecvenţe de lucru de ordinul zecilor şi chiar sutelor de paşi pe secundă, au o construcţie mecanică simplă şi pot fi realizate la un preţ redus, fără procedee tehnologice speciale.

În plus, motoarele pneumatice se impun ca singura soluţie posibilă în condiţii dificile de lucru : medii explozive sau cu pericol de incendiu, medii radioactive sau temperaturi înalte de lucru.

În cele ce urmează vor fi analizate cele mai semnificative realizări în domeniul motoarelor pneumatice pas cu pas. Principalele criterii avute în vedere au fost : complexitatea construcţiei, numărul de circuite de comandă şi implicit complexitatea sistemului de comandă, posibilitatea de deplasare în ambele sensuri, numărul de paşi pe rotaţie şi frec-

venţa maximă de lucru. Clasificarea s-a făcut în funcţie de principiul constructiv utilizat, iar ordinea de prezentare reflectă totodată evoluţia şi perfecţionarea motoarelor de acest tip.

Motoare pneumatice pas cu pas cu mecanisme de sens unic

Construcţia primelor motoare pneumatice pas cu pas s-a bazat pe utilizarea mecanismelor de sens unic, care pot transforma o

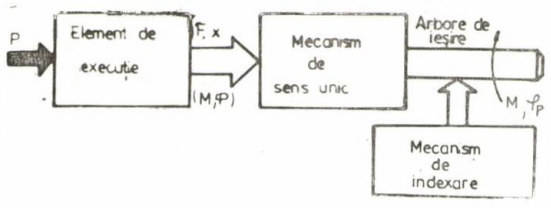


Fig. 1 Schema bloc a motorului pas cu pas cu mecanisme de sens unic.

mişcare alternativă, rectilinie sau unghiulară, într-o mişcare sacadată, într-un singur sens, a arborelui de ieşire (fig. 1).

Ca elemente de execuţie se pot utiliza: cilindri cu piston, camere pneumatice cu membrană sau silfon sau „perne" pneumatice. Deoarece cursele elementelor de execuţie sînt în general mici, sînt preferate camerele pneumatice cu membrană sau silfon, din cauciuc, plastic sau metal deoarece au greutate redusă, construcţie simplă şi realizează o etanşare perfectă.

Deoarece rotorul este lăsat liber pe cursa pasivă a elementelor de execuţie, este necesar un mecanism de indexare pentru poziţionarea fermă şi corectă a rotorului.

În figura 2 este prezentat un motor pas cu pas avînd patru elemente de execuţie cu membrană şi revenire prin arc şi cuplaj de sens unic cu role. Sub acţiunea presiunii, semicuplajul solidar cu tijele elementelor de

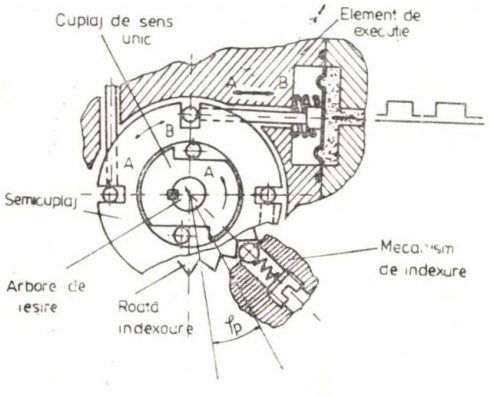


Fig. 2 Motor pas cu pas nereversibil cu cuplaj de sens unic şi elemente de execuţie cu membrană.

execuţie este rotit în sensul **A** iar mişcarea este transmisă prin intermediul rolelor, la arborele de ieşire care se roteşte cu un pas unghiular φ_p, La dispariţia presiunii, semicuplajul revine în poziţia iniţială (se roteşte în sensul B) sub acţiunea arcurilor, iar arborele de ieşire este menţinut pe poziţie de către mecanismul de indexare.

Motorul din figura 3 are un singur element de execuţie cu piston, pe tija căruia este montat un ştift ce intră în canalul unei came spaţiale. În felul acesta mişcarea de translaţie a pistonului este transformată într-o mişcare de rotaţie a camei, preluată de arborele de ieşire prin intermediul cuplajului de sens unic cu bile. Motoarele prezentate sînt nereversibile (funcţionează într-un singur sens), au o construcţie relativ complicată, montaj dificil şi randament scăzut. Teoretic pasul unghiular poate fi făcut oricît de

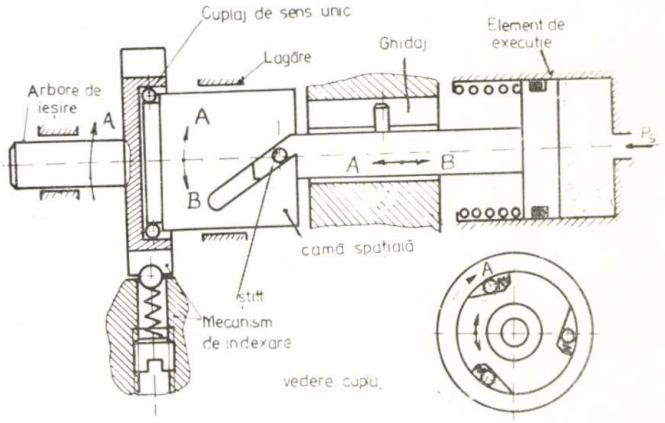


Fig. 3 Motor pas cu pas nereversibil cu camă spaţială şi element de execuţie cu piston.

mare dacă nu există restricţii în ceea ce priveşte dimensiunile de gabarit. Pe baza schemelor din figura 2 şi 3, în cadrul laboratorului de Echipemente hidro-pneumatice de automatizare de la Institutul Politehnic Bucureşti, au fost realizate sub formă de prototip motoare pneumatice pas cu pas avînd următoarele caracteristici funcţionale: $\varphi_p = 20°$; $n_p = 18$ paşi/rot şi respectiv $\varphi_p = 15°$ şi $n_p = 24$ paşi/rot.

Avantajul principal al motoarelor prezentate constă în schema de comandă extrem de simplă şi în faptul că rotorul „memorează" poziţia de lucru după întreruperea alimentării cu impulsuri de presiune.

Prin combinarea corespunzătoare a două mecanisme de sens unic, pot fi realizate motoare pas cu pas reversibile [1] dar construcţia se complică şi mai mult.

La motorul prezentat în figura 4 a organul de execuție se găsește în poziția neutră O cînd forța din arc este egală cu forța creată de presiunea de referință P_r. In această poziție cei doi clicheți **A** și **B** nu sînt în angrenare.

Prin creșterea presiunii, organul de execuție se deplasează de la 0 la 1, clichetul **A** rotește arborele de ieșire cu un pas unghiular, în timp ce clichetul **B** este menținut afară din angrenare prin cama de ridicare. Scăderea presiunii față de presiunea de referință produce deplasarea rotorului cu un pas în sensul B.

În figura 4 b se prezintă o variantă îmbunătățită la care arcul elicoidal este înlocuit printr-un arc „pneumatic" (o cameră pneumatică elastică cu presiune constantă P_r în poziția neutră). La dezavantajele menționate se adaugă, deci, complexitatea sistemului de comandă, care trebuie să asigure impulsuri de presiune pozitive sau negative față de o presiune de referință ; de aceea, acest tip de motor a rămas la stadiul de prototip de laborator.

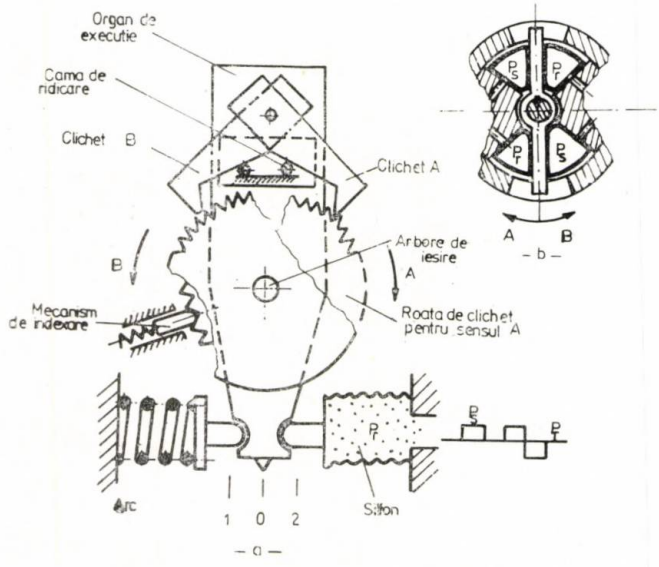


Fig. 4 Motor pas cu pas reversibil cu mecanisme de sens unic conjugate [1].
a — schema de principiu ; b — element de execuție cu „perne" pneumatice

Motoare pneumatice pas cu pas cu angrenaje armonice

Angrenajele armonice realizează rapoarte de transmitere foarte mari pe o singură treaptă. Această proprietate a condus la ideea realizării unor motoare pas cu pas avînd unghiul de pas foarte mic și momentul motor ridicat [3], [4], [5].

Un astfel de motor [4], la care angrenajul armonic este format din două roți conice, este prezentat în figura 5. Roata conducătoare,

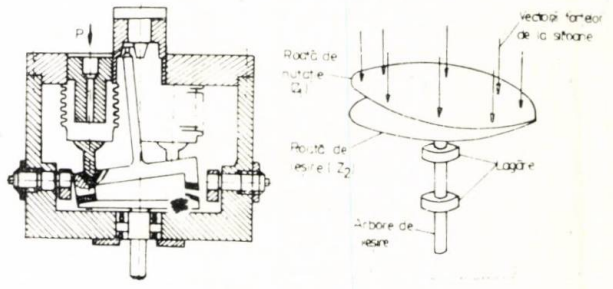


Fig. 5 Motor pas cu pas cu angrenaj armonic cu roți conice și elemente de execuție cu silfon [4].

avînd numărul de dinți Z_1, execută o mișcare de nutație în jurul axei verticale, dar nu se poate roti, iar roata condusă, cu numărul de dinți $Z_2 = Z_1 - 1$, este solidară cu arborele de ieșire și execută numai o mișcare de rotație. Prin presurizarea inegală a elementelor de execuție dispuse pe periferia roții conducătoare, se realizează contactul dintre cele două roți într-un anumit punct ; dacă presurizarea elementelor de execuție este secvențială, punctul de contact se deplasează pe circumferința roții conduse Z_2, deci pentru fiecare rotație completă a roții conducătoare, roata condusă se rotește cu unghiul $\varphi = \frac{360^\circ}{Z_2}$. Dacă rotația completă se realizează în m secvențe (m = numărul elementelor de execuție) pasul unghiular are valoarea :

$$\varphi_p = \frac{360^\circ}{m \cdot z_2} \qquad (1)$$

O variantă [5] a motorului descris mai sus este prezentată în figura 6. Rotorul solidar cu arborele de ieșire, este prevăzut cu o roată cu dantură interioară (Z_1). Roata con-

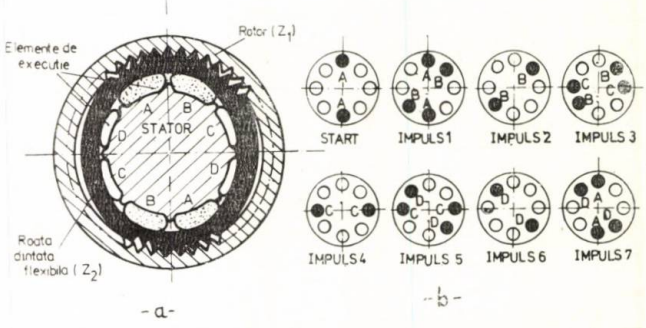


Fig. 6 Motor pas cu pas cu angrenaj armonic interilor — Rotllmotor [5].
a — secțiune prin motor ; b — succesiunea presurizării elementelor de execuție.

ducătoare (Z_2) este flexibilă și se poate deforma sub acțiunea elementelor de execuție, care sînt grupate în patru faze și alimentate secvențial cu impulsuri de presiune conform schemei din figura 6 b. Pasul unghiular, în grade, este dat de relația :

$$\varphi_p = \frac{Z_1 - Z_2}{c \cdot f \cdot Z_1} \cdot 360^\circ \qquad (2)$$

unde $f = 4$ — numărul de faze, iar $c = 4—0$ constantă care depinde de modul de alimentare.

Motoarele cu angrenaje armonice au construcție simplă, număr redus de piese în mișcare, ceea ce permite realizarea unor frecvențe ridicate de lucru, dar tehnologia de execuție este dificilă, iar frecările sînt foarte puternice în lagăre și angrenaj, ceea ce impune folosirea unor materiale și tratamente cu totul speciale. Un dezavantaj major al acestor motoare îl constituie numărul mare de faze (circuite de alimentare) ceea ce complică foarte mult sistemul de comandă. Un astfel de motor a fost realizat de firma Bendix Corp. [2], [3] și utilizat cu succes în tehnica nucleară.

Motoare pneumatice pas cu pas cu pistoane profilate excentrice

Orice motor volumetric cu mișcare de rotație continuă (cu pistoane radiale, axiale, în linie, cu palete, etc.), avînd mai multe camere de lucru, poate fi transformat, în principiu, într-un motor pas cu pas, dacă este alimentat cu impulsuri de presiune în mod corespunzător. Aceste motoare nu sînt utilizate însă în regim de funcționare pas cu pas din cauza numărului mare de piese în mișcare și a impreciziei de poziționare. Totuși, unele încercări interesante au fost realizate, plecînd de la motoarele cu pistoane profilate de tip „Wankel" [6].

Motorul prezentat în figura 7 are pistonul (rotorul) sub forma unui triunghi curbiliniu, montat excentric față de stator. În stator sînt practicate două orificii de intrare I_1 și I_2 și două de evacuare E_1 și E_2. Rotorul execută o mișcare plană complexă, de rotație în jurul centrului propriu O și împreună cu centrul O, de rotație în jurul centrului O_1. În același timp vîrfurile triunghiului A, B, C, se deplasează pe periferia statorului care este format, în acest caz particular, din segmenți de trohoidă.

Dacă este alimentat cu presiune orificiul I_1, datorită poziției excentrice, rotorul se deplasează din poziția inițială **ABC** în poziția stabilită A_1 B_1 C_1. Aerul din celelalte două camere este evacuat prin cele două orificii E_1 și E_2. Următorul impuls de presiune este dirijat către intrarea I_2, mișcarea se repetă iar rotorul va reveni în poziția inițială după șase impulsuri sau șase pași.

Transmiterea mișcării de la rotor la arborele de ieșire se poate face fie fără alunecare, prin intermediul unui angrenaj interior

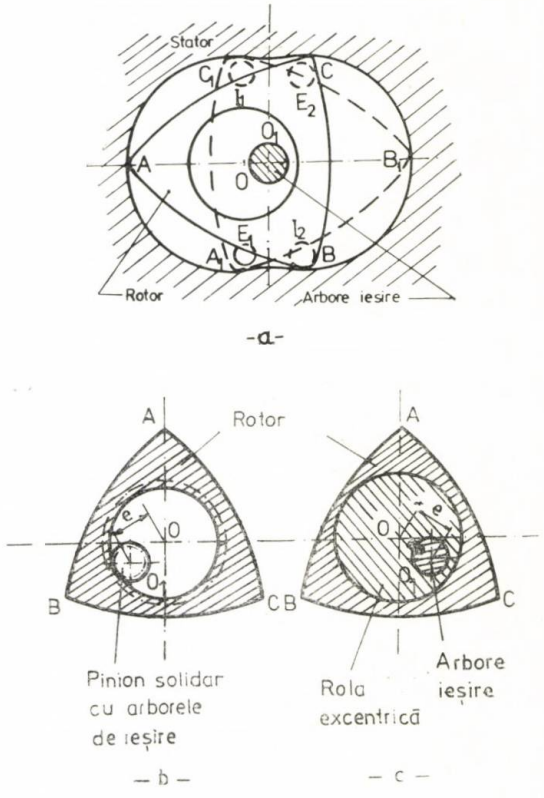


Fig. 7 Motor pas cu pas bifazat cu piston rotativ profilat — tip Wankel [6].
a — secțiune prin motor ; b — transmiterea mișcării de la piston la arborele prin angrenaj interior ; c — transmiterea mișcării de la piston la arborele prin rolă excentrică (cu alunecare).

(fig. 7 b), fie cu alunecare prin intermediul unei role excentrice solidară cu arborele de ieșire (fig. 7 c).

O variantă constructivă a motorului descris mai sus este prezentată în figura 8. Datorită formei circulare a rotorului și statorului, tehnologia de execuție este mult simplificată, dar motorul efectuează numai doi pași la o rotație completă.

În **concluzie** se poate spune, că motoarele cu pistoane profilate prezentate sînt simple constructiv, dar au caracteristici funcționale modeste :

— pasul unghiular este mare, iar precizia de poziționare scăzută ;

— sînt nereversibile ;

— au randament scăzut datorită frecărilor și etanșărilor imperfecte.

Motoare pneumatice pas cu pas cu mecanisme cu came inversate

Un mecanism cu camă obişnuit transformă mişcarea uniformă de rotaţie a camei, într-o mişcare alternativă, de rotaţie sau translaţie a tachetului, după o anumită lege,

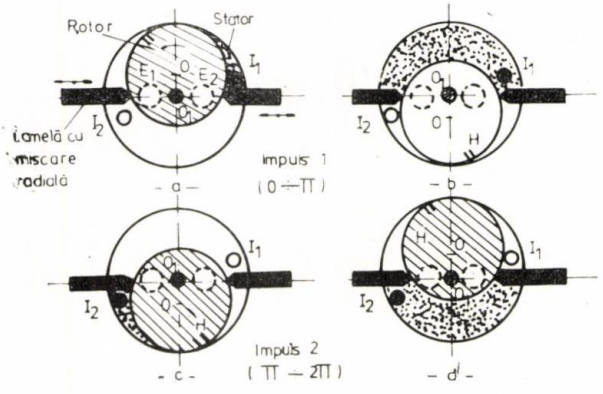


Fig. 8 Motor pas cu pas bifazat cu piston rotativ excentric [6].
Alimentarea prin orificiul I_1 : a — poziţia iniţială ; b — poziţia finală.
Alimentarea prin orificiul I_2 : c — poziţia iniţială ; d — poziţia finală.

care depinde de forma profilului pe porţiunile de urcare şi coborîre. Inversînd funcţiile în mecanism, tachetul devine elementul motor sau conductor iar cama elementul condus. Aceste mecanisme inversate sînt utilizate cu succes la realizarea de motoare pas cu pas. În acest caz ,profilul camei este format dintr-o succesiune de porţiuni de urcare — coborîre identice (cama ia forma unei roţi dinţate) iar în locul unui singur palpator se folosesc mai multe tije palpatoare, grupate pe faze şi decalate faţă de dinţii camei (fig. 9). Un parametru foarte important, de care depinde atît construcţia şi caracteristicile funcţionale ale motorului cît şi complexitatea sistemului de comandă, este numărul de faze. Teoretic, motorul poate fi construit cu două sau mai multe faze, practic însă, se recomandă ca numărul de faze să nu fie mai

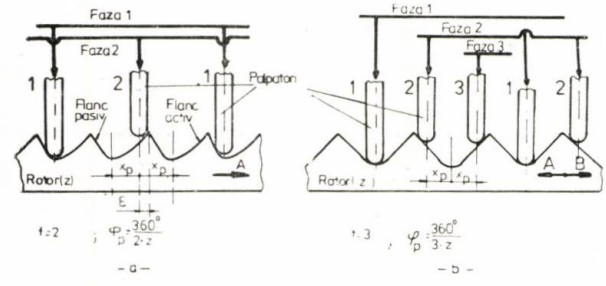


Fig. 9 Schemele de principiu ale motorului pas cu pas cu mecanisme cu came inversate.
a — schema motorului cu două faze (bifazat) ; b — schema motorului cu trei faze (trifazat).

mare decît trei, deoarece ar complica inutil sistemul de comandă şi construcţia motorului.

Motoare bifazate ($f = 2$), a căror schemă de principiu este prezentată în figura 9 a, prezintă următoarele particularităţi constructive şi funcţionale :

— profilul dinţilor camei este asimetric, deoarece în poziţia iniţială tijele palpatoare neactive trebuie să fie aşezate excentric (cu excentricitatea ε) faţă de vîrful dinţilor :

— motoarele bifazate sînt nereversibile ;

— pasul unghiular depinde numai de numărul de dinţi Z şi este dat de relaţia :

$$\varphi_p = \frac{360^\circ}{f \cdot Z} = \frac{180^\circ}{Z}, \qquad (3)$$

unde Z trebuie să fie un număr întreg şi fără soţ.

În ceea ce priveşte dispunerea tijelor faţă de camă, există trei posibilităţi : radial — exterior, radial — interior şi frontal. Practic se folosesc numai ultimele două variante, deoarece permit obţinerea unor construcţii compacte şi simplifică circuitele de alimentare.

În figura 10 este reprezentată o secţiune printr-un motor bifazat cu angrenare interioară [8]. Ca elemente de execuţie se folosesc

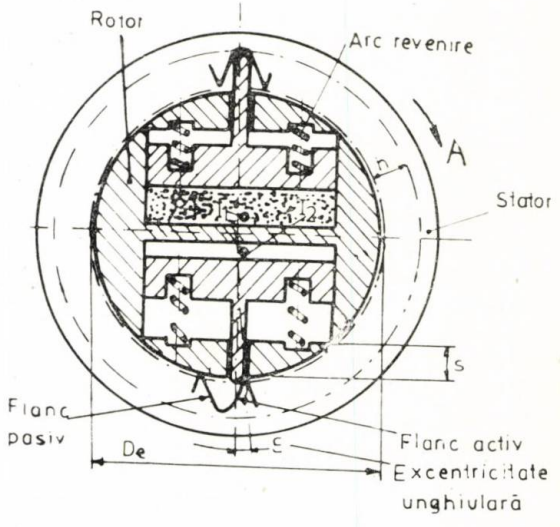


Fig. 10 Motor pas cu pas bifazat cu camă interioară [8]. Secţiune prin motor.

doi cilindri pneumatici cu simplă acţiune şi revenire prin arc, alimentaţi succesiv prin orificiile $\mathbf{I_1}$ şi $\mathbf{I_2}$. Tijele pistoanelor vin în contact, succesiv, cu flancurile active ale camei, care reprezintă partea fixă sau statorul şi determină rotirea blocului central (rotorul) în sensul **A**. Comanda motorului este simplă şi se realizează, în principal, cu două distribuitoare cu trei orificii şi două poziţii de lucru.

Motoarele trifazate ($i = 3$) au schema de principiu prezentată în figura 9 b. Dinții camei sînt simetrici, deci tehnologic se anulează reciproc componentele axiale ale forțelor pe dinte, evitîndu-se astfel lagărele axiale și micșorîndu-se frecarea.

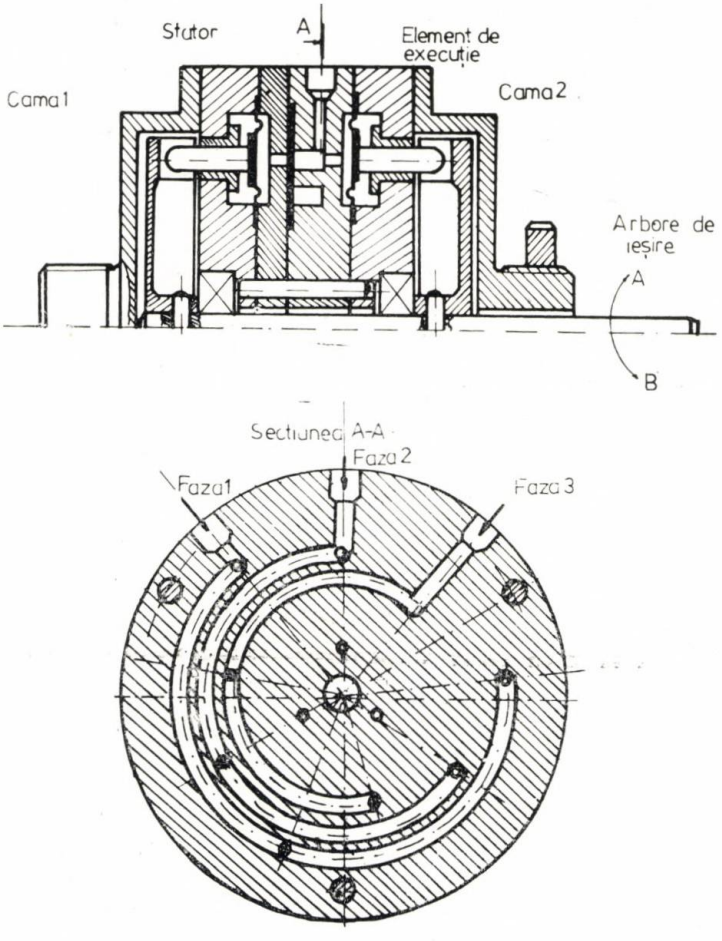


Fig. 11 Motor pas cu pas trifazat cu came cu dinți frontali [10], [11].
a — secțiunea prin motor ; b — schema circuitelor de alimentare.

execută mai ușor. Deși sistemul de comandă este mai complicat față de motoarele bifazate, motoarele cu trei faze permit rotirea arborelui de ieșire în ambele sensuri. Astfel, dacă succesiunea de alimentare este 1—2—3 rotorul se deplasează în sensul săgeții **A**, iar dacă succesiunea este 1—3—2 deplasarea are loc în sensul **B**.

În figura 11 este prezentată construcția unui motor pneumatic pas cu pas trifazat la care rotorul este format din două came cu dinți frontali așezate față în față [10], [11]. Această dispoziție permite micșorarea dimensiunilor de gabarit pe direcție radială, mărirea motorului și realizarea mai comodă a circuitelor de alimentare.

Prin plasarea a două came pe același arbore, nu numai că se dublează momentul dar se

Pasul unghiular depinde de numărul de dinți și este dat de relația :

$$\varphi_p = \frac{360^\circ}{f \cdot Z} = \frac{120^\circ}{Z} \qquad (4)$$

unde Z trebuie să fie număr întreg și cu soț.

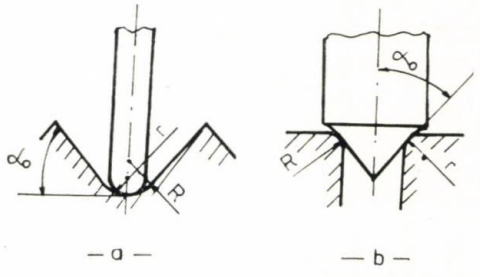


Fig. 12 Forma rotorului și tijelor palpatoare la motorul trifazat.
a — dinți triunghiulari și tije palpatoare cu vîrf sferic ; b — găuri cilindrice și tije palpatoare cu vîrf conic toroidal.

Forma dinților poate fi ca în figura 12 a; cînd tijele palpatoare au formă sferică sau se poate adopta soluția din figura 12 b, similară din punct de vedere cinematic, dar mai simplă tehnologic, cu palpatori conici toroidali și găuri cilindrice în rotor.

Trebuie menționat, că s-a încercat înlocuirea tijelor palpatoare cu jeturi de aer [9], dar momentele motoare obținute au fost foarte mici, iar consumul de aer mare.

Motoarele pas cu pas bazate pe mecanismele cu care au o construcție simplă și sigură, au un număr redus de piese în mișcare iar performanțele funcționale sînt superioare celorlalte tipuri.

În cadrul Catedrei de mecanică fină au fost realizate două prototipuri de motoare pas cu pas trifazate, conform schemei din figura 11, avînd $Z = 12$ dinți și $\varphi_p = 10°$ și respectiv $Z = 16$ și $\varphi_p = 7{,}5°$.

Concluzii

1. În cadrul lucrării au fost analizate cele mai reprezentative realizări în domeniul motorelor pneumatice pas cu pas. Aceasta nu înseamnă însă, că au fost epuizate toate posibilitățile în acest sens; dimpotrivă, plecînd de la soluțiile prezentate se pot realiza noi variante constructive sau găsi noi idei;

2. Dintre diferitele tipuri de motoare prezentate, după părerea autorului perspectivele de dezvoltare cele mai bune le au motoarele cu mecanisme cu came. Totuși, în anumite aplicații speciale, este posibil ca alte tipuri de motoare să răspundă mai bine condițiilor de lucru.

3. Se poate afirma că în momentul de față cercetarea are de pregătit soluțiile constructive și metodele de proiectare pentru introducerea motoarelor de acest tip în fabricație.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Martin, R. P.:* „A Pneumatic Stepping Motor" Master of Science thesis, Pennsylvania State University, 1965.

[2] *Howland, G. R.:* „Pneumatic Nutator Actuator Motor". Raport No BPAD—863—16719 R (NASA CR — 54788) Bendix Corp, 1965.

[3] *Griffin, W.S., Cooley, W.C.:* „Development of High Speed Fluidic Logic Circuit for a Novel Stepping Motor". Advances in Fluidics, ASME, 1967.

[4] *Blaiklock, P. M.:* „Development of a Pneumatic Stepping Motor" IFAC Symposium on Fluidics, London, 1968.

[5] *Carlnas, B. E.:* „High Torque, Low Speed, Stepping Motor Actuated by a Fluidic System" Fifth Cranfield Fluidics Conference, Uppsala, Sweden, 1972.

[6] *Dat, J., Fabre, J., Yalcin, K.:* „Two Stepping Motores With Pneumatic or Hydraulic Control" Fifth Cranfield Fluidics Conference, Uppsala, Sweden, 1972.

[7] *Hunter, J. M. Thompson, R. V.:* „Fluid Operated Stepping Motor" U.S.A. Patent Nr. 3, 661.059, 1972.

[8] *Cheng, R. M. H., Fahim, A. E. F.:* „Characteristics of a Novel Pneumatic Stepping Motor" ASME, 1978.

[9] *Nomoto, A., Schimada, K.:* „Fluidic Step Motor" Third Cranfield Fluidics Conference, Torino, 1968.

[10] *Demian, Tr., Banu, G. V:* „Aspecte noi privind calculul și construcția motoarelor pneumatice pas cu pas trifazate" Buletinul I. P. București, nr. 1, 1978.

[11] *Demian, Tr., Banu, G. V.,* „Motor pneumatic pas cu pas trifazat". Cerere pentru brevet de invenție nr. 94.185 — 1978.

CZ : 532.523

Elemente hidraulice cu comandă electrică și electrohidraulică proporțională

Ing. Eugen **MANDACHE** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Autoturisme — Pitești - Colibași

Introducere

Acționarea hidrostatică a agregatelor și mașinilor-unelte a căpătat în ultima vreme o largă răspîndire, iar în viitor i se prevede o extindere și mai mare datorită avantajelor importante pe care aceasta le prezintă, ca unul din cele mai moderne mijloace de acționare și mai ales de automatizare alături de cele electronice și pneumatice.

Elementele hidraulice tradiționale nu pot însă răspunde la o serie de cerințe. Astfel, de exemplu, un distribuitor cu comandă electrică sau electrohidraulică clasic nu permite controlul debitului, fiind un element cu funcționarea după program „totul sau nimic".

O supapă de presiune maximă comandată electric sau electrohidraulic (clasică) permite trecerea de la o valoare la alta a presiunii printr-un salt brusc. Scopul elementelor hidraulice studiate și expuse în această lucrare este de a arăta că, în funcție de semnalul electric de comandă, se poate obține o reglare continuă, infinită a mărimilor hidraulice (P,Q).

Din cele prezentate rezultă clar motivele pentru care, în ultima perioadă, aceste tipuri de elemente se află în centrul atenției specialiștilor, dar tot atît de evidentă este și necesitatea de a studia aceste elemente.

Stabilirea funcției de transfer

În figura 1 și figura 2 este reprezentată schema de principiu a unui element cu comandă electrică și electrohidraulică proporțională. Forța exercitată de bobină asupra miezului magnetic este transformată de un resort antagonist, într-o cursă proporțională. Prin deplasarea punctului de sprijin al resortului se introduce mărimea de referință x_1. Deoarece miezul magnetic și resortul antagonist formează un sistem oscilant, oscilațiile proprii ale acestuia trebuie amortizate printr-o frînă cu aer sau ulei (în fig. 4 este reprezentată schematic ca un mic piston care se deplasează într-un cilindru).

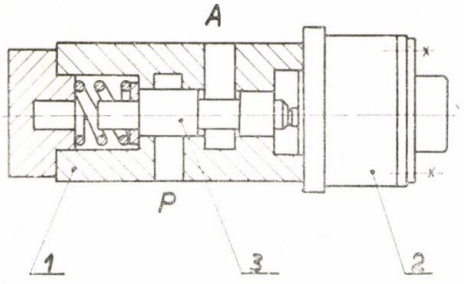


Fig. 1 Distribuitor hidraulic cu comandă electrică proporțională
1 — distribuitor liniar cu două căi și două poziții ; 2 — electomagnet 3 — sertar.

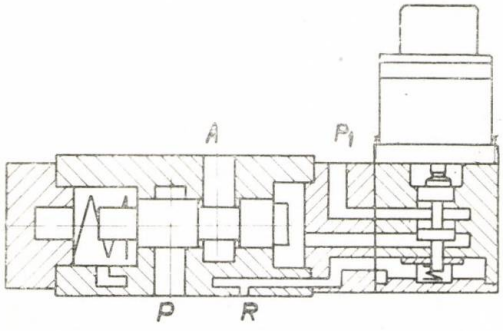


Fig. 2 Distribuitor hidraulic cu comandă electrohidraulic proporțională.

Ecuația sistemului reprezentat în figura 3 și figura 4 rezultă din echilibrul forțelor care acționează (neglijînd forțele de frecare și de natură hidraulică datorate soluțiilor constructive aplicate la acest element.

$$\frac{G}{g}x''(t) = -C_1x'(t) - C_2[x(t)] + C_3U(t) \quad (1)$$

unde :

$\frac{G}{g}x''(t)$ = forța de inerție ;
— $C_1x'(t)$ = forța de amortizare ;
— $C_2x(t)$ = forța de reacțiune a resortului ;
— $C_3U(t)$ = forța de acționare electromecanică.

Notînd :

$$r_0 = \frac{C_3}{C_2}; \quad T_1 = \frac{C_1}{C_2} \text{ și } T_2^2 = \frac{G}{gC_2},$$

ecuația (1) devine :

$$\frac{G}{gC_2}x''(t) + \frac{C_1}{C_2}x'(t) = \frac{C_3}{C_2}U(t) - x(t) \quad (2)$$

$$T_2^2x''(t) + T_1x'(t) + x(t) = r_0U(t) \quad (2')$$

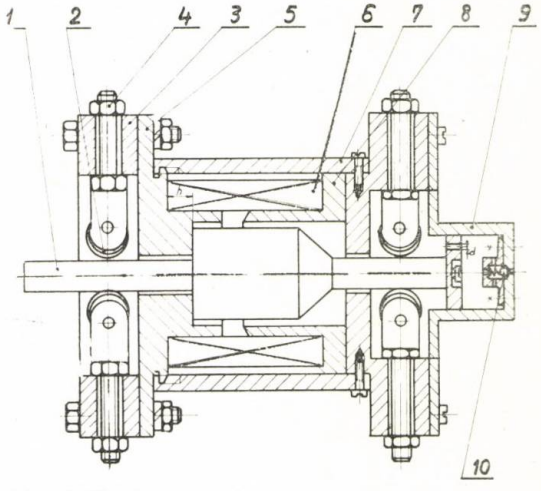


Fig. 3 Electromagnet
1 — miez ; 2 — rolă ; 3 — suport ; 4 — suport role ; 5 — capac ; 6 — bobină ; 7 — carcasă ; 8 — bucșă ; 9 — capac ; 10 — bilă.

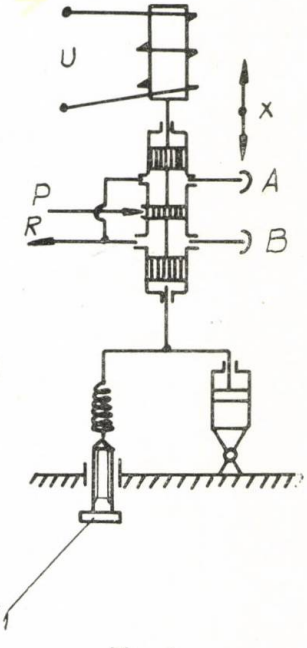


Fig. 4

În considerațiile de pînă acum s-a presupus că forța de acționare electromecanică ar fi direct proporțională cu tensiunea aplicată U. Acest lucru este corect numai cu aproximație, neglijîndu-se reacția dintre sistemul electric și cel mecanic.

Sistemul de acționare electromagnetic cu bobină fixă, avînd un număr N de spire și miez de fier mobil, reprezentat în figura 3, are ecuația :

$$N\frac{d\Phi}{dt} + RI = U, \qquad (3)$$

unde :

$N\frac{d\Phi}{dt}$ = tensiunea de inducție ;

RI = căderea de tensiune rezistivă ;

U = tensiunea aplicată ;

Dar $N\Phi = Li = L(x)\,I(t)$; prin liniarizarea în jurul punctului de lucru (I_0) se obține :

$$N\frac{d\Phi}{dt} = L\frac{di}{dt} + I_0\frac{\partial L}{\partial x}\frac{dx}{dt}, \qquad (4)$$

unde :

$L\frac{dI}{dt}$ = partea obținută prin variația curentului ;

$I_0\frac{\partial L}{\partial x}\frac{dx}{dt}$ = partea obținută prin variația cursei.

Forța de acționare electromecanică este $\frac{1}{2}I^2\frac{\partial L}{\partial x}$. Pentru variații mici ($\triangle F$) în jurul punctului de funcționare rezultă :

$$\Delta F = C_6 i = I_0\frac{\partial L}{\partial x}i$$

Eliminînd tensiunea de inducție din relațiile (3) și (4) se obține forța de acționare electromecanică sub forma :

$$\Delta F = C_6 i = C_6\frac{U - C_6 Sx}{R + LS}$$

Ca urmare a acestei ecuații forța de acționare F nu depinde numai de tensiunea aplicată U ci și de viteza de deplasare SX a miezului, ceea ce este arătat și în graficul din figura 7. După aplicarea transformării Laplace și după o serie de înlocuiri ecuațiile 1 și 2 vor avea formele :

$$\frac{G}{g}S^2x = -C_1Sx - C_2x + \frac{C_6U}{R+LS} - \frac{C_6^2Sx}{R+LS} \qquad (5)$$

$$\left[\frac{G}{gRC_2}S^3L + \left(\frac{G}{gC_2} + \frac{C_1L}{RC_2}\right)S^2 + \left(\frac{C_1}{C_2} + \frac{L}{R} + \frac{C_6^2}{RC_2}\right)S + 1\right]x = \frac{C_6U}{RC_2} \qquad (6)$$

Obținem funcția de transfer :

$$\frac{X}{U} = \frac{C_6/RC_2}{\frac{GL}{gRC_2}S^3 + \left(\frac{G}{gC_2} + \frac{C_1L}{RC_2}\right)S^2 + \left(\frac{C_1}{C_2} + \frac{L}{R} + \frac{C_6^2}{RC_2}\right)S + 1}$$

Stabilirea sistemului analizat din figura 3 (fig. 4) este asigurată după criteriul Hurwitz, dacă $a_1a_2 > a_3a_0$.

Din relația (7) se deduce :

$$a_0 = 1\,; \quad a_1 = \frac{C_1}{C_2} + \frac{L}{R} + \frac{C_6^2}{RC_2}\,;$$

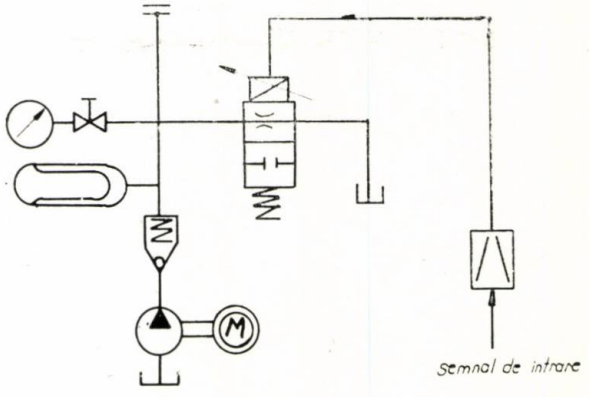


Fig. 5 Exemplu de montaj în circuit al distribuitorului liniar cu două căi și două poziții, cu comandă electrică proporțională pentru controlul presiunii.

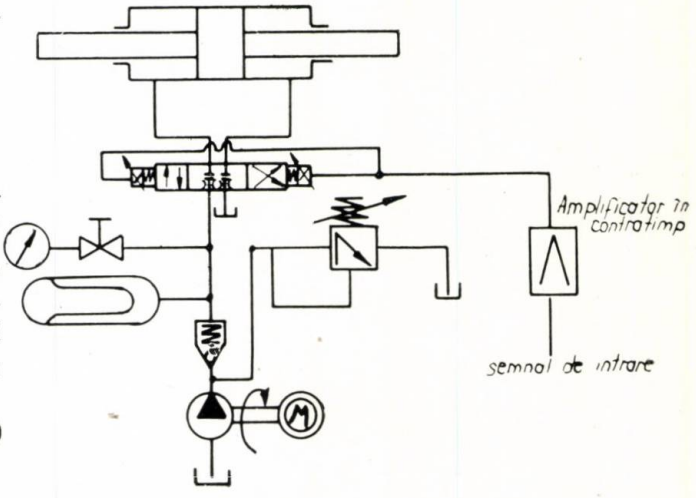


Fig. 6

$$a_2 = \frac{G}{gC_2} + \frac{C_1 L}{RC_2}; \quad a_3 = \frac{GL}{gRC_2};$$

$$\left(\frac{C_1}{C_2} + \frac{L}{R} + \frac{C_6^2}{RG}\right)\left(\frac{G}{gC_2} + \frac{C_1 L}{RC_2}\right) > \frac{GL}{gRC_2}$$

Exemplu numeric

$m = \frac{G}{g}$ = masa miezului + masa amortizor + + masa sertarului **1** (fig. 3).

m = 400 gr.
x + 6 mm

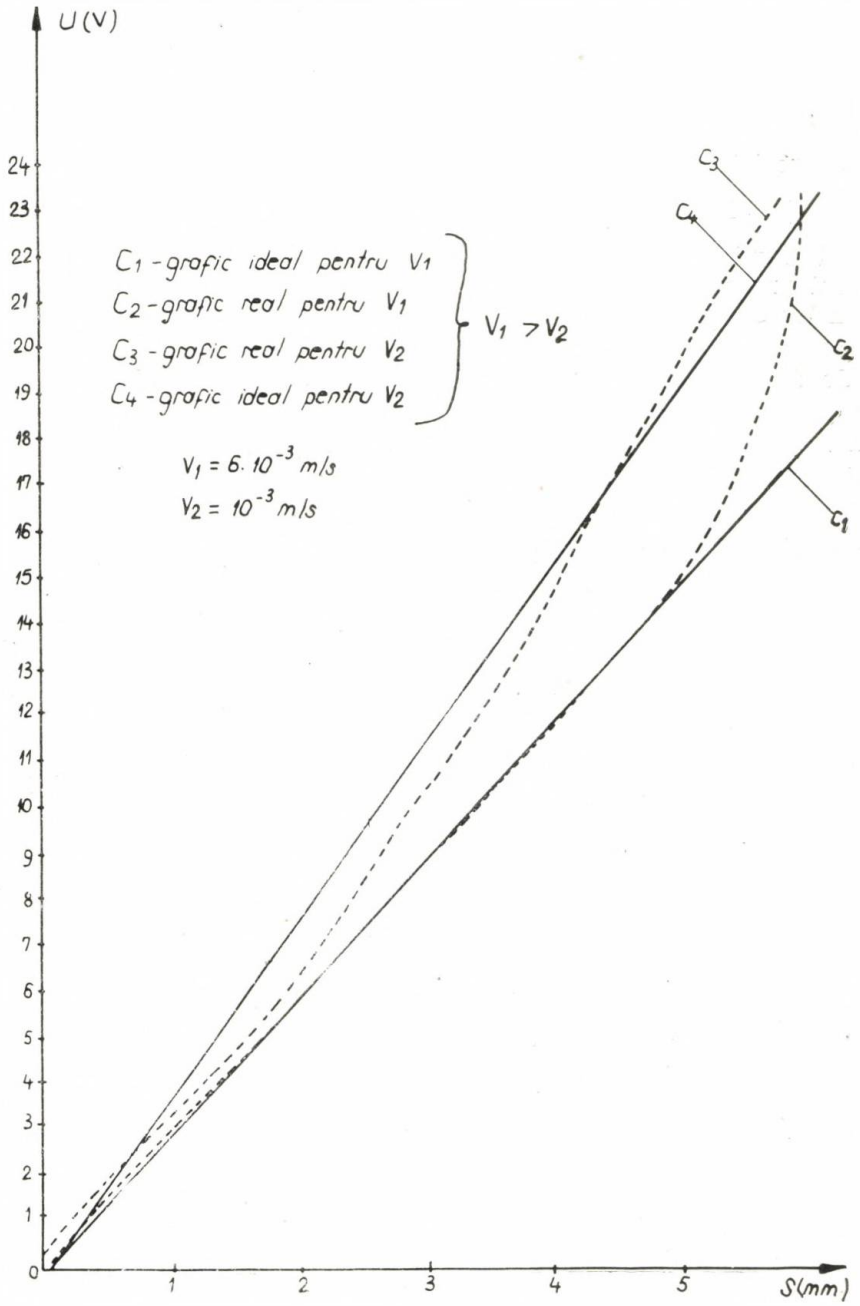
x = cursa miezului.

$$C_6 = I_0 \frac{\partial L}{\partial x} = I_0 \frac{\mu_0 N^2 S^2}{x^2} = 42 \left[\frac{\text{Wb}}{\text{m}}\right]$$

$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \left[\frac{H}{m}\right]$ = permeabilitatea magnetică a vidului;

$S = \frac{\pi d^2}{4} = 7{,}5 \cdot 10^{-4} (m^2)$ = suprafața circulară a miezului;

$x^2 = 0{,}4 \cdot 10^{-4} [m^2]$; $I_0 = 1A$;



$$C_1 = \frac{4\pi D^4 \mu l}{d^4} = 230 \left[\frac{NS}{m}\right]$$

$N^2 = 1{,}84 \cdot 10^6$ spire

$\mu = 18{,}5 \cdot 10^{-6}$ = vîscozitatea dinamică a aerului la :

P = 9810 [N/m^2]

T = 273 [°K]

l = 33 [mm] = lungimea piston amortizor ;

d = 0,5 [mm] = diametrul orificiului ;

D = 15 [mm] = diametrul cilindrului amortizor ;

C_2 = 0,2 [Kgf/mm] = rigiditatea arcului ;

C_2 = 2.000 [N/m] ;

R = 20 [ohm] = rezistența bobinei ;

L = 28 x 10^{-3} [wb/A] = inductanța bobinei.

O stabilitate mai bună decît cea corespunzătoare modelului prezentat se realizează prin mărirea termenilor C_1, C_6.

Diferite tipuri de distribuitoare proporționale

Exemple de distribuitoare cu comandă proporțională și modul de folosire în circuitele hidraulice sînt date în figurile 2, 5, 6.

În figura 3 este reprezentat schematic electromagnetul de comandă a distribuitorului din figura 1 sau figura 2. Figura 1 reprezintă

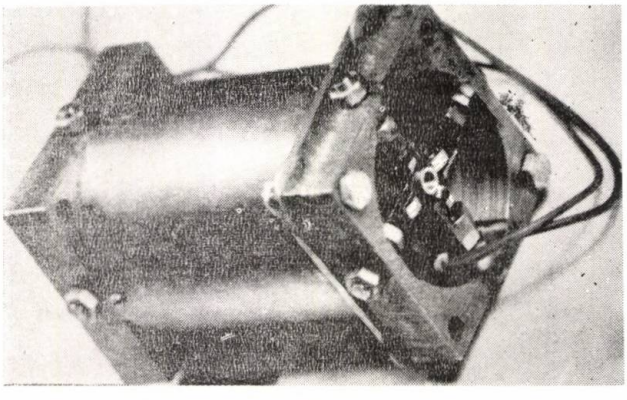


Fig. 8

un distribuitor cu un etaj, deoarece electromagnetul acționează direct asupra sertarului **3** de distribuție hidraulică. Figura 2 reprezintă un distribuitor cu două etaje, deoarece electromagnetul acționează asupra pilotului. În figura 8 și figura 9 se prezintă electromagnetul realizat practic și cu piesele lui componente.

Electromagnetul se compune din următoarele piese componente (fig .3) : miezul **1** centrat la extremități, în lagăre cu role (2) permițîndu-i o deplasare ușoară, liniară, în bobina de comandă **6** care se află în carcasa **7**,

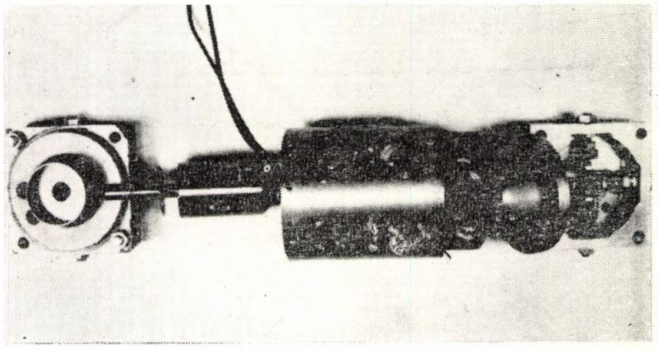


Fig. 9

suporți role **4**, suport **3**, capacul **5**, bucșa **8** și capacul **9**, prevăzut cu un orificiu care permite evacuarea aerului din interior, apăsînd pe bila **10**, înainte de punerea în funcțiune a distribuitorului, aer ce ar putea influența buna funcționare a electromagnetului. Unele piese au suferit modificări astfel : miezul s-a prelucrat conic la partea exterioară, eliminînd lipirea de capacul exterior ; între capac și miez este intercalată o șaibă subțire de 0,5 mm din Cu$_5$ ce elimină lipirea ; deasemeni bucșa 8 s-a scurtat cu 15 mm, iar capacul **5** a fost alungit cu porțiunea h = 4 mm în interiorul bobinei, permițînd astfel miezului să se deplaseze într-un cîmp magnetic omogen, celelalte piese aparținînd electromagnetului produs de „BALANȚA" Sibiu.

Incercări experimentale

Schema standului pentru încercarea distribuitorului proporțional **DP** este redată în figura 10. În figura 7 este reprezentată grafic funcția analizată mai sus și anume pentru două viteze diferite ($V_1 > V_2$) ale miezului **1** (fig. 3), pe toată durata procesului tranzitoriu. Viteza de deplasare a miezului este o viteză medie determinată experimental cu ajutorul înregistratorului I_2 (fig. 10).

Dacă în bobina **6** (fig. 3) a distribuitorului **DP.** (fig. 10) tensiunea crește, în electromagnet se modifică fluxul magnetic în așa fel încît pe miez se exercită o forță axială.

Fiecărei stări de încercare a bobinei îi corespunde o anumită poziție a miezului magnetic **1** (fig. 3) și prin aceasta o anumită poziție a sertarului de distribuție **3** (fig. 1). În figura 7 este reprezentată curba care exprimă funcția $s=f(u)$, în care s este deplasarea sertarului în milimetri, iar U — tensiunea exprimată în volți. Tensiunea are un domeniu de variație de la 0—24, iar curentul — maxim 1A.

Este necesar să se dispună de o sursă de tensiune continuă și stabilă. Această tensiune se obține de la o rețea de 220 V/50 Hz.

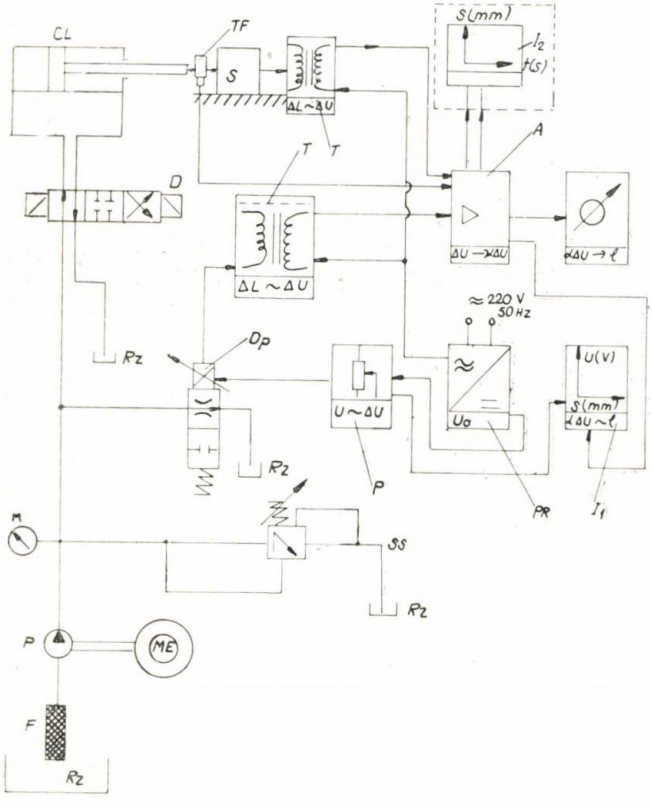


Fig. 10 Schema standului pentru încercarea distribuitorului proporțional.

T — Traductor inductiv de deplasare Hottinger — HBM — W 50
A — Puncte amplificator (Hottinger — Kws — 6A—5)
I_1 — Înregistrator x, y (Watanabe).
PR — Puncte redresoare (MSIT. YE—IT R.S.C.)
P — Potențiometru
I_2 — Înregistrator S [mm] și t ⟨S⟩ Honeywell 2206 Visicorder
CL — Cilindru de forță
S — Sarcină
△ — Distribuitor cu patru căi și poziții
TF — Traductor de forță (executat în laborator cu mărci tensometrice.
Rz — Rezervor
M — Manometru
P — Pompă
ME — Motor electric
F — Filtru
SS — Supapă siguranță
△P — Distribuitor proporțional

Concluzii

Distribuitorul electrohidraulic cu comandă proporțională proiectat și realizat a fost încercat în laborator indicîndu-se o serie de curbe (fig. 7). Din analiză se constată că :

a) la viteze mari de deplasare a miezului V_1 scade forța de acționare și se micșorează domeniul de proporționalitate ;

b) la viteze mici de deplasare a miezului V_2 ($V_2<V_1$) crește forța de acționare și crește domeniul de proporționalitate ;

c) la scăderea vitezei de deplasare a miezului, se constată o abatere a graficului real de cel ideal datorită frecărilor interne, precum și a inerției maselor. Acest neajuns se poate îndepărta parțial, printr-o amortizare mai bună și folosirea de curse mai mici ale miezului ;

d) parametrii funcționali la distribuitorul proporțional proiectat și realizat satisfac scopul pentru care a fost conceput.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tanaka, T., Shibuya, S.* : Proprorțional electrohydraulic remote control valves. Yukenkogyo Company and Fluid Power International, 1972, Londra.

[2] * * *: Les valves hydrauliques proportionelles. Energie Fluides, 67/1974, Paris.

[3] *Oprean, A.ș.a.* : Sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte. Ed. Tehnică, 1965, București.

[4] *Dodon, E.* : Servosupapa cu comandă electromagnetică. Conferința Națională de mașini-unelte, 1976, București.

[5] *Botez, E. ș. a.* : Mașini-unelte, vol. III, Ed. Tehnică, 1973, București

[6] *Oppelt, W.* : Tehnica reglării automate (trad. din germană). Ed. Tehnică, 1965, București.

CZ : 621—235 : 621—85

Asupra preciziei transmisiilor cu bandă din aparate

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN** — Institutul Politehnic București
Ing. drd. Yousef Jadaljah **YASEEN** — R.A. Siria

Pentru reglajul fin al unor aparate cu cerințe ridicate de precizie se pot utiliza cu succes transmisiile cu element de tracțiune sub formă de bandă metalică. Principalele erori care apar la aceste transmisii sînt date de alungirile elastice și rigiditate, imprecizia de execuție și centraj a roților. La funcționarea în medii cu variații mari de temperatură trebuie luate în considerare, desigur, erorile provocate de deformațiile termice.

Admițînd că elementul de tracțiune este fixat pe două roți și apoi încărcat cu un mo-

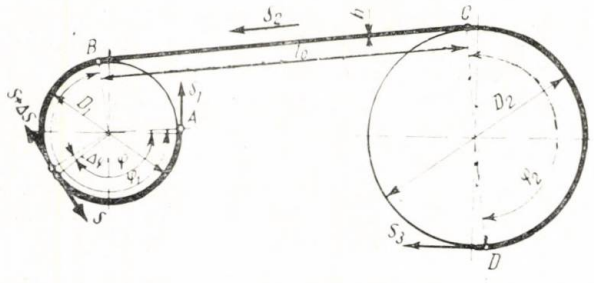


Fig. 1 Determinarea erorii cauzate de alungirea elastică.

ment de torsiune (fig. 1), pe porțiunea $\overline{\mathbf{BC}} = l_0$, potrivit legii lui Hooke, alungirea Δl_0 va fi :

$$\Delta l_0 = \frac{S_2}{EA} l_0 \qquad (1)$$

unde :

— A — secțiunea ;
— E — modulul de elasticitate ;
— S_2 — forța de întindere.

Intrucît grosimea elementului $h \ll D$, unde este diametrul roților, pentru arcurile **AB** și **CO** se poate aplica relația lui Euler de la frecarea firelor, obținîndu-se alungirile Δl, pentru φ_1 și Δl_2 pentru φ_2. Acestea vor fi date de relațiile [1] :

$$\Delta l_1 = \frac{D_1 S_1}{2\mu EA}\left(1 - e^{\mu\varphi_1}\right) \qquad (2)$$

și

$$\Delta l_2 = \frac{D_2 R_1}{2\mu EA}\left(1 - e^{-\mu\varphi_2}\right) \qquad (3)$$

Alungirea totală Δl, prin însumarea alungirilor celor trei porțiuni, va fi :

$$\Delta l = \frac{S_2}{EA}\left[l_0 + \frac{D_1}{2\mu}\left(1 - e^{\mu\varphi_1}\right) + \frac{D_2}{2\mu}\left(1 - e^{\mu\varphi_2}\right)\right] \qquad (4)$$

Se vede că funcția este monoton crescătoare cu gabaritul transmisiei prin l_0, D_1 și D_2. De interes practic, la aparatele de măsurat este menținerea constantă a momentului transmis și a lui S_2 = (5~30) daN.

La transmisiile cu bandă, și rigiditate elementului de tracțiune trebuie luată în considerare în calculul de precizie. Numai dacă elementul de tracțiune este perfect flexibil poziția lui (fig. 2) ar fi o dreaptă tangentă la cele două roți (linia punctată). Astfel, pentru o anumită rigiditate și forță de întindere S, elementul de tracțiune va fi tangent la roți $\mathbf{C}_1$ și $\mathbf{C}_2$ (linia plină), iar pentru o forță de întindere $S + \Delta S$ va fi tangent în punctele $\mathbf{C}'_1$ și $\mathbf{C}'_2$ (linia întreruptă). Eroarea $\Delta\varphi_2$ la roata condusă se va determina pe baza calculului lungimii liniei medii a elementului de tracțiune, deviate de rigiditate și va fi [2] :

$$\Delta\varphi_2 = \frac{\sqrt{(EI)^3}}{6D_2}\left(\frac{4}{D_1^2} + \frac{4}{D_2^2}\right)\left(\frac{1}{\sqrt{S^3}} - \frac{1}{\sqrt{S + \Delta S^3}}\right) \text{rad.} \qquad (5)$$

Dacă se introduce un coeficient adimensional K pentru a caracteriza rigiditatea benzii și care va fi definit de relația :

$$K = \frac{1}{D_2^2}\sqrt{\left(\frac{EI}{S}\right)^3}, \qquad (6)$$

se poate scrie pentru eroarea la elementul condus :

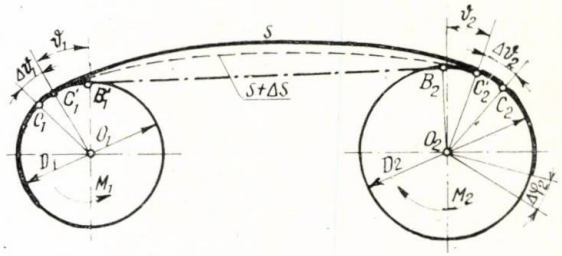


Fig. 2. Calculul erorii datorită rigidității.

$$\Delta\bar{\varphi}_2 = \frac{\Delta\varphi_2}{K} = \frac{3}{2}\left(\frac{1}{I_{21}^2}+1\right)\left[1-\frac{1}{\sqrt{\left(1+\frac{\Delta S}{S}\right)^3}}\right], \quad (7)$$

unde I este momentul de inerţie al secţiunii elementului de tracţiune.

Relaţia (5), confirmată de măsurătorile experimentale, arată că eroarea creşte cu mărirea variaţiei momentului transmis deci cu ΔS, că eroarea $\Delta\varphi_2$ scade cu creşterea lui S. Se vede, de asemenea, că eroarea creşte pentru elemente cu moment de inerţie a secţiunii mare, de aceea se vor utiliza benzi cît mai subţiri. Scăderea modulului de elasticitate nu este recomandabilă deoarece acesta provoacă o creştere a alungirii elastice după cum se vede din relaţia (3).

De aici, pentru asigurarea preciziei la transmisiile prin bandă, utilizîndu-se materiale cu E mare, banda avînd o întindere iniţială mare, cu relaţiile (5) şi (7) pe baza unei forţe de întindere iniţiale S, o grosime pentru bandă şi diametre ale roţilor date, variaţia de transmis ΔS se poate stabili astfel ca eroarea $\Delta\varphi_2$ să nu depăşească o limită admisă. Diagramele din figura 3 stabilite pe calcula-

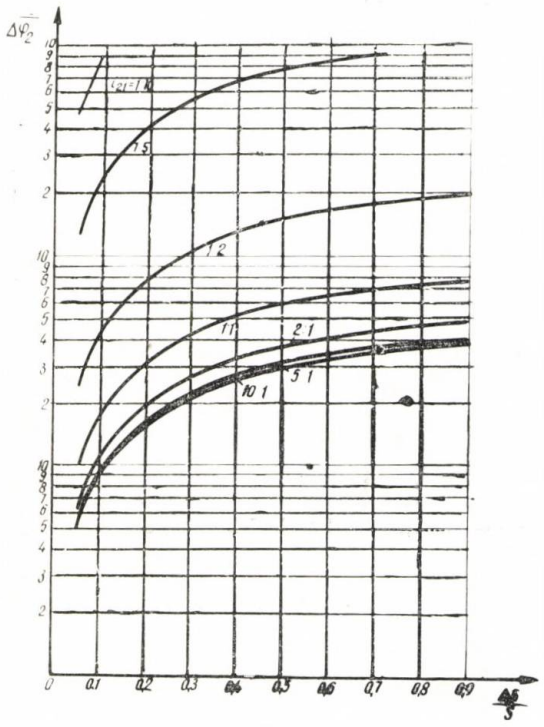


Fig. 3. Variaţia erorii în raport cu forţa de transmis.

tor fac posibilă efectuarea rapidă a unei astfel de determinări. La transmisiile cu bandă şi legare directă această eroare poate fi redusă la 1' sau şi mai mult, la 10''~20'', ceea ce nu este posibil la transmisiile prin roţi dinţate.

Imprecizia de execuţie şi montaj a roţilor introduce o altă abatere, eroarea de poziţie

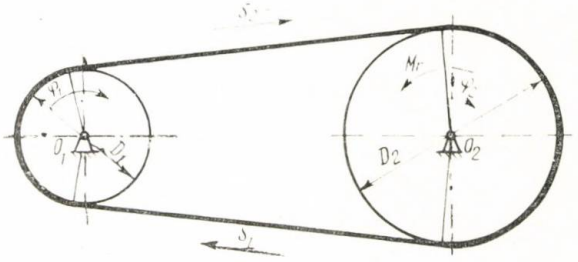


Fig. 4. Determinarea erorii datorită impreciziei de execuţie şi montaj a roţilor.

la momentul condus care se poate determina ştiind că funcţia reprodusă de o transmisie fără sfîrşit (fig. 4) este :

$$\varphi_2 = \frac{D_1}{D_2}(1-\Psi)\varphi_1 \quad (8)$$

unde Ψ — diferenţa dintre coeficienţii de alunecare elastică pe ramurile conducătoare şi condusă, dată de relaţia :

$$\Psi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1 - S_2}{EA}$$

Variaţia erorii $\Delta\varphi_2$ la elementul condus se exprimă în funcţie de erorile ΔD_1 şi ΔD_2 ale diametrelor roţilor şi diferenţa ΔS a forţei de întindere din bandă. Dezvoltînd funcţia φ_2 în serie Taylor [3] şi neglijînd termenii de ordinul doi şi cei superiori, înlocuind diferenţialele cu diferenţe finite se obţine :

$$\Delta\varphi_2 = \left[\frac{\Delta D_1}{D_1} + \frac{\Delta D_2}{D_2} - \frac{\Delta S_1 - \Delta S_2}{(1-\Psi)(S_1 - S_2)}\right]\varphi_2, \quad (9)$$

unde :

$$S_1 - S_2 = \frac{2M_r}{D_2} \quad \text{şi} \quad \Delta S_1 - \Delta S_2 = \frac{2\Delta M_r}{D_2},$$

M_r fiind momentul rezistent, iar ΔM_r — variaţia acestuia la calculul transmisiei.

Eroarea de transmitere cauzată de excentricităţile roţilor se poate determina considerîndu-se situaţia din figura 5. Se va neglija alungirea elastică a benzii, vitezele punctelor **B** şi **C** vor fi luate egale iar porţiunea **BC** din bandă va fi trăgătoare. În sistemul de coordonate ales, axa Ox va fi para-

lelă la **CD**. Diferența excentricităților $O_1O'_1$ și $O_2O'_2$ se măsoară prin unghiurile β_1 și β_2 în raport cu axa **Ox**. Considerîndu-se planurile

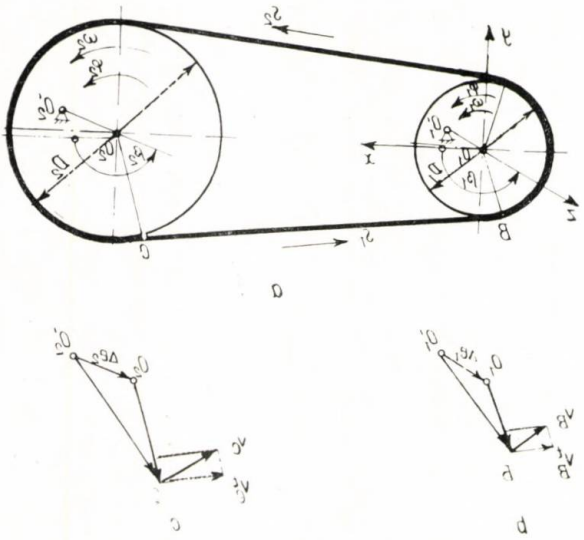


Fig. 5. Eroarea la elementul condus cauzată de excentricitățile roților.

vitezelor în punctele **B** și **C** (fig. 5 b și 5 c) și admițînd că vitezele periferice în aceste puncte sînt egale, rezultă [4]:

$$\Delta\omega_2 = \frac{\Delta e_1 \sin(\beta_{10} - \varphi_1)\,\omega_1 - \Delta e_2(\beta_{20} - \varphi_2)\,\omega_2}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)}, \tag{10}$$

de unde:

$$\Delta\varphi_2 = \int_0^t \Delta\omega_2(t)dt = \tag{11}$$

$$= \int_0^{\varphi_1} \frac{\Delta e_1 \sin(\beta_{10} + \varphi_1)}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \beta_2)} +$$

$$+ \int_0^{\varphi_2} \frac{\Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)} d\varphi_2,$$

în care:

$\beta_1 = \beta_{10} + \varphi_1$ și $\beta_2 = \beta_{20} + \varphi_2$, iar:

$\varphi_2 = \varphi_1 i_{21}$;

prin i_{21} s-a notat raportul de transmitere.

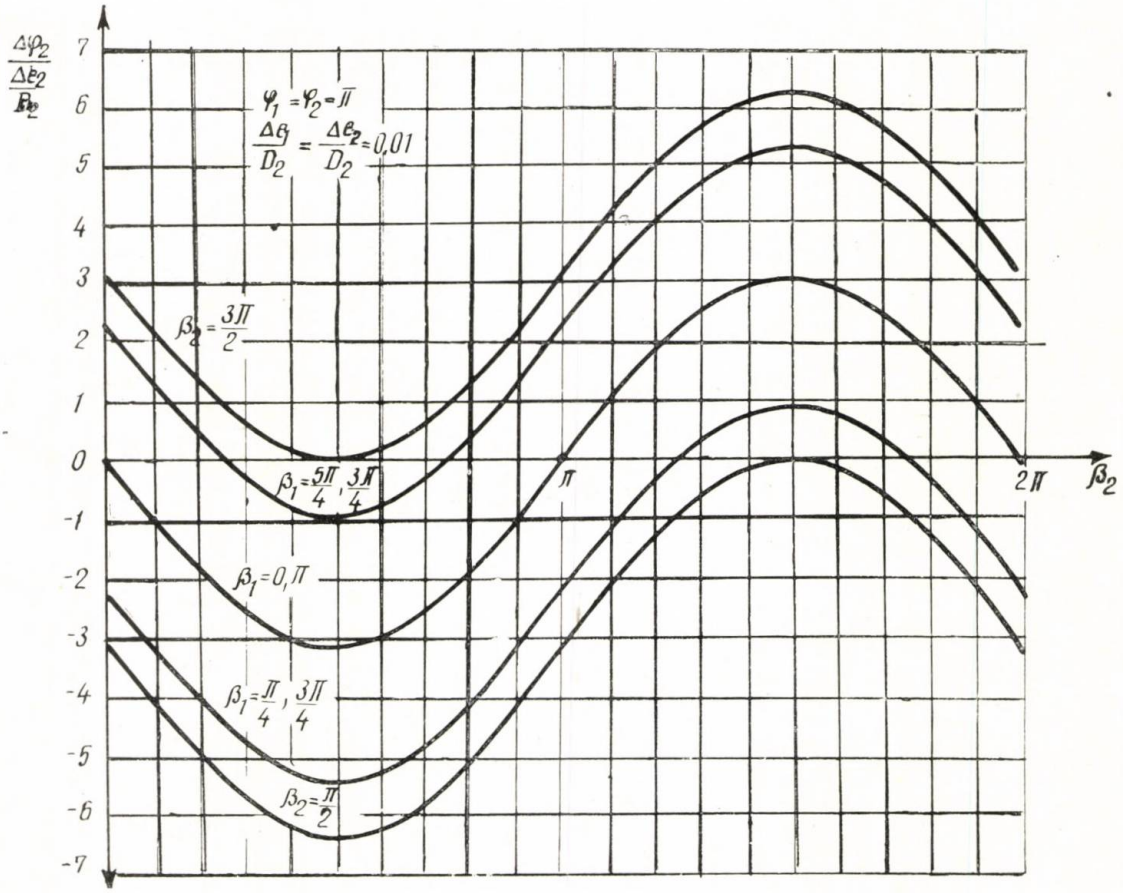


Fig. 6 Variația erorii cauzate de excentricități cu poziția acestora.

Unghiurile β_{10} și β_{20} dau pozițiile excentricităților pentru valorile egale cu zero ale unghiurilor de rotație φ_1 și φ_2. Pentru valori date sau cunoscute pentru φ_1 și φ_2, eroarea $\Delta\varphi_2$ depinde de mărimea unghiurilor de defazaj ale excentricităților. Așa cum se vede din diagramele din figura 6, trasate cu ajutorul calculatorului, există întotdeauna posibilitatea ca printr-un reglaj corespunzător să se obțină o eroare $\Delta\varphi_2$ minimă sau chiar nulă.

Eroarea $\Delta\varphi_2$ se poate determina și cu relație simplificată dacă se neglijează factorul $\Delta e_2 \sin(\beta_{20} \pm \varphi_2)$, astfel :

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2}{D_2}[\Delta e_2 \cos(\varphi_2 + \beta_{20}) - \Delta e_2 \cos\beta_{20}] - \frac{2}{D_2}\Delta e_1 \cos(\varphi_1 + \beta_{10}) + \Delta e_1 \cos\beta_{10}] \quad (12)$$

La stabilirea relațiilor (11) și (12) s-a considerat că la începutul mișcării $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$ și $\Delta\varphi_2 = 0$.

Cînd transmisia funcționează în regimuri cu variațiile și contracțiile elementului de tracțiune și ale roților. Eroarea $\Delta\varphi_2$ la roata condusă se poate determina cu relația :

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2l(\alpha_1 - \alpha_2)(t - t_0)}{D_2} \quad (13)$$

unde :

— α_1 și α_2 sînt coeficienții de dilatare ai benzii și roților ;

— l — lungimea benzii la temperatura de montaj ;

— t_0 și t — temperaturile de montaj și de lucru.

La alegerea materialelor se vor avea în vedere și valorile cît mai apropiate ale lui α_1 și α_2, pentru a micșora pe $\Delta\varphi_2$.

Din toate cele arătate mai sus **rezultă că proiectarea transmisiilor cu bandă există posibilitatea de a alege parametrii tehnologici și constructivi și de a efectua reglajul necesar, astfel ca să asigure o reducere a erorilor și asigurarea unei precizii ridicate pentru transmiterea mișcării.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică București, 1976.

[2] *Kulagin, V.V.:* O tocinosti lentocinîh peredaci. Priborostroienie, Nr. 1, 1958.

[3] *Demian, T., Tudor, D.:* Über die Genauigkeit von Mechanismen mit Hebel, Zahnrad und Zumittelübertragung. Feingerätetechnik, Heft 11, 1974.

[4] *Litvin, F. L.:* Proiectirovanie mehanizmov i detalii priborov. Mașinostroienie, Leningrad, 1973.

CZ : 621—233 : 621.822

Calculul lagărelor cu bandă flexibilă, cu frecare fluidă utilizate în construcția echipamentelor periferice

dr. ing. Adrian **PASCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Benzile magnetice sînt unul din principalele suporturi de informație folosite în sistemele electronice de prelucrare a datelor. În condițiile creșterii vitezei de deplasare a benzii (2,5 ... 15 m/s), se urmărește ca frecarea uscată, prezentă la contactul benzi cu rolele de ghidare și respectiv cu capetele magnetice, să fie înlocuită cu o frecare fluidă. În acest mod, se evită contactul direct dintre suprafața benzii și cea a rolelor sau capului magnetic înlăturîndu-se uzurile, iar, pe de altă parte, forțele de frecare mult micșorate — sînt stabile, fapt care permite un control mai eficace al comportării dinamice a sistemului. Frecarea fluidă în zonele de contact ale benzii, utilizînd ca lubrifiant aerul, se poate obține pe două căi :

— pe baza efectului portant gazodinamic rezultat în urma deplasării benzii peste suprafețele imobile ale rolelor sau capului magnetic ;

— pe baza suprapresiunilor create în interstițiul dintre bandă și suprafața fixă, prin alimentarea exterioară cu aer de la o sursă de presiune.

Lagăre cu bandă autoportante

Pentru studiul teoretic al acestui tip de lagăr, trebuie să se pună în legătură ecuația lui Reynolds, care stabilește distribuția de

presiuni din interstițiu, cu ecuațiile de echilibru ale benzii, care stabilesc relația dintre presiuni, deformații și tensiunea din bandă [1]:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(h^3 p \frac{\partial p}{\partial y}\right)=6\eta U\frac{\partial(ph)}{\partial x}+$$

$$+12\eta\frac{\partial(ph)}{\partial t}$$

$$\frac{E\cdot g^3}{12(1-\nu^2)}\nabla^2\nabla^2 h+\frac{E\cdot g\cdot(h-h_0)}{R}=$$

$$=p-p_0-\frac{T}{R}\left(1-R\frac{\partial^2 h}{\partial x^2}\right) \qquad (1)$$

unde s-a notat:

- p — presiunea absolută într-un punct curent;
- p_0 — presiunea exterioară;
- h — grosimea interstițiului într-un punct curent;
- h_0 — grosimea intrestițiului în zona centrală
- η — viscozitatea dinamică a aerului;
- U viteza de deplasare a benzii;
- E, ν — modulul de elasticitate și coeficientul lui Poisson al materialului benzii;
- T — tensiunea din bandă raportată la unitatea de lățime;
- g — grosimea benzii;
- R — raza suprafeței.

Caracteristicile lagărelor cu bandă flexibilă, sînt legate în mod deosebit de mărimea parametrului adimensional:

$$\varepsilon=\frac{6\eta U}{T} \qquad (2)$$

Pentru valori ale unghiului de înfășurare θ suficient de mari, (pentru care $\theta/\varepsilon^{1/3}>6$), se pun în evidență trei zone distincte de-a lungul benzii — figura 1:

— zona de intrare, în care grosimea interstițiului scade uniform pînă la valoarea h_0;

— zona centrală, în care grosimea interstițiului este constantă $h = h_0$;

— zona de ieșire, în care apare o variație sinusoidală a grosimii interstițiului.

În cazul teoretic, cel mai ușor de studiat, (al unei folii perfect flexibile, de lățime infinită), la o comportare incompresibilă a gazului [2], grosimea interstițiului h_0 este dată de relația:

$$h_0=K\cdot R\cdot\varepsilon^{2/3}, \qquad (3)$$

unde constanta $K = 0{,}643$. Grosimea minimă a interstițiului în zona buclei sinusoidale de la ieșire este: $h_1\simeq 0{,}72\ h_0$. În cazul lățimii finite a benzii, la marginea acesteia se formează suplimentar ondulația „anticlastică", grosimea minimă a interstițiului ajungînd la valori $h_2 = (0{,}2\ldots 0{,}4)h_0$, [3]. Banda cu rigiditate finită, diferită de zero, caracterizată de parametrul adimensional:

$$S=\frac{E\cdot g^3}{12(1-\nu^2)\cdot\varepsilon^{2/3}\cdot T\cdot K^2}. \qquad (4)$$

are o comportare identică cu cea perfect flexibilă, însă valoarea constantei K și deci și a grosimii h_0 a interstițiului sînt mai mici.

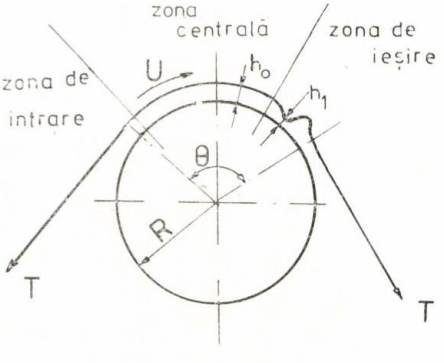
Exemplu numeric. Se consideră o bandă magnetică din Mylar, care se deplasează peste o suprafață cilindrică. Datele caracteristice lagărului sînt:

- tensiunea din bandă $T = 178$ N/m;
- viteza de deplasare a benzii $U = 3{,}750$ m/sec;
- lățimea benzii $2B = 1{,}27\cdot10^{-2}$ m;
- grosimea benzii $g = 5\cdot10^{-5}$ m;
- unghiul de înfășurare peste rolă $\theta = \pi/2$ rad;
- modulul de elasticitate al materialului benzii $E = 6{,}17\cdot10^9$ N/m²;
- coeficientului lui Poisson $\nu = 0{,}35$;
- vîscozitatea aerului $= 1{,}814\cdot10^{-5}$ N sec/m²;
- presiunea ambiantă $p_0 = 10^5$ N/m²;
- raza suprafeței cilindrice $R = 1{,}9\cdot10^{-2}$ m.

Parametrii adimensionali menționați mai sus, au valorile: $\varepsilon = 2{,}38\cdot10^{-6}$; $S = 8{,}87$. Prin extrapolarea valorilor indicate în [3], se poate considera în acest caz $K = 0{,}4$. Cu aceasta, din relația (3), rezultă:

$$h_0=0{,}4\cdot1{,}9\cdot10^{-2}\cdot(2\cdot10^{-6})^{2/3}=1{,}2\cdot10^{-6}\,\text{m}=1{,}2\,\mu\text{m}$$

Înălțimile h_1 și h_2 (fig. 1) vor fi 0,84 μm și respectiv 0,24 ... 0,4 μm, valori comparabile



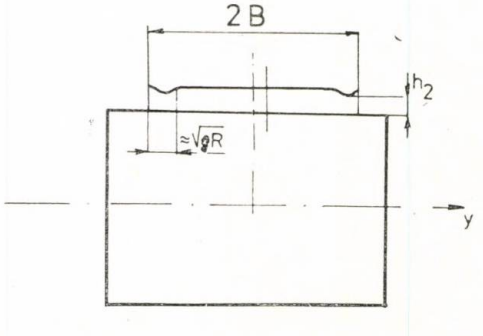


Fig. 1 Lagăr cu bandă flexibilă, autoportant.

ca ordin de mărime cu înălțimea asperităților suprafețelor metalice, iar pentru o rolă de ghidare nu poate garanta menținerea regimului de frecare fluidă. Pentru capetele de înregistrare și citire magnetice, caracterizate printr-o finisare îngrijită a suprafețelor, o valoare a grosimii interstițiului de acest ordin de mărime este însă acceptabilă.

Lagăre cu bandă cu alimentare exterioară

Pentru a obține o grosime mai mare a interstițiului și pentru a înlătura contactul benzii cu suprafața fixă în timpul pornirilor și opririlor, în interstițiul dintre bandă și rolă se introduce aer sub presiune, furnizat de o sursă exterioară.

Ecuațiile (1), care descriu comportarea benzii, rămîn valabile și pentru lagărul cu alimentare exterioară, la ele trebuind să se adauge satisfacerea condițiilor la limită, respectiv $p = p_i$ în interstițiu, în dreptul surselor de alimentare, și $p = p_0$ — pe conturul exterior. Valoarea presiunii din interstițiu p_i se stabilește la fel ca la celelalte tipuri de lagăre gazostatice, pe baza egalității debitului de gaz ce pătrunde în lagăr prin sistemul de alimentare, cu cel ce traversează interstițiul.

Din studiul efectului alimentării sub presiune asupra grosimii interstițiului în lagărul cu bandă perfect flexibilă, de lățime infinită

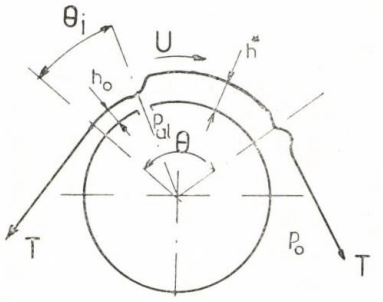


Fig. 2 Efectul alimentării sub presiune asupra grosimii interstițiului.

[3], s-a desprins concluzia deosebit de importantă că, în regiunea din amontele canalului de alimentare, lagărul se comportă ca un lagăr autoportant, alimentarea sub presiune

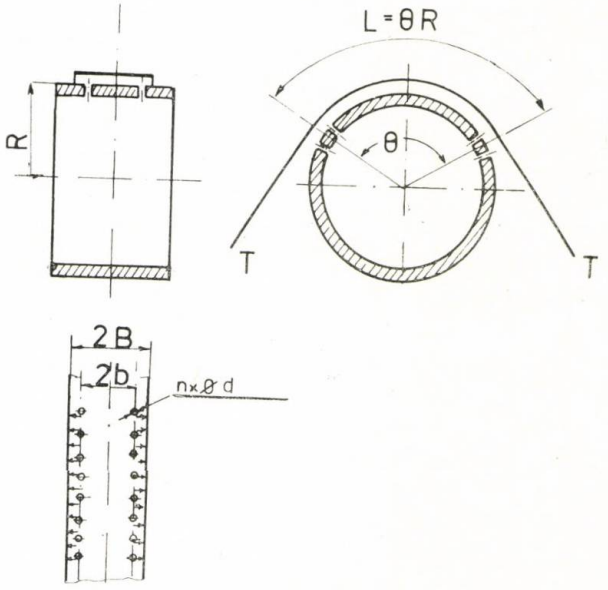


Fig. 4 Lagăr cu bandă flexibilă, cu alimentare prin orificii.

influențînd numai mărimea interstițiului din aval (fig. 2). De aceea, poziția zonei de alimentare trebuie să coincidă cu linia de tangență a benzii, dar cum aceasta implică dificultăți de poziționare la montaj, se folosesc două zone de alimentare, punctul de tangență al benzii aflîndu-se între ele (fig. 4).

Pentru a compensa efectul lățimii finite a benzii, care implică scăpări laterale puternice și deci o micșorare a presiunilor portante, s-a adoptat și o alimentare longitudinală prin canale sau șiruri de orificii dispuse simetric față de centrul benzii (fig. 3 a). O soluție constructivă avantajoasă o constituie alimentarea prin întreaga suprafață a lagărului, utilizînd un cuzinet poros [4] (fig. 3b).

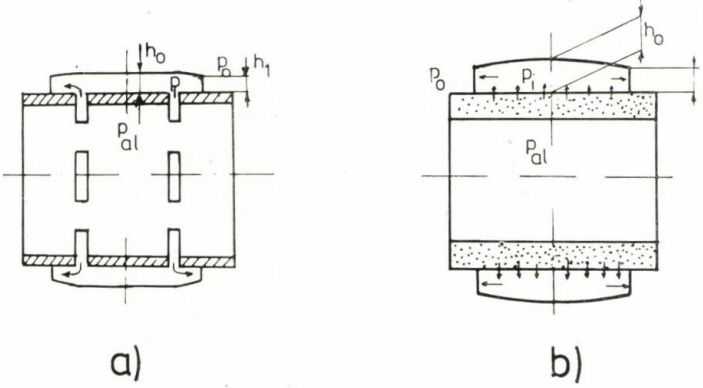


Fig. 3 Configurații de alimentare cu aer pentru lagărele cu bandă flexibilă.

Pe baza constatării experimentale că între zonele de alimentare grosimea interstițiului este constantă [4] și având în vedere o bandă îngustă care prezintă o rigiditate relativ ridicată la o încovoiere față de axa longitudinală a benzii, s-a elaborat un model simplificat de calcul util pentru o predimensionare a lagărelor alimentate prin orificii, cu configurația ilustrată în figura 4. Ipotezele de calcul consideră numai curgerea transversală unidirecțională și o grosime uniformă a interstițiului pe toată lățimea benzii, fapt care simplifică mult ecuațiile ce descriu funcționarea lagărului. Pe baza metodei de calcul folosite pentru ghidajele plane [5], s-a scris un program de calcul, rulat pe calculatorul **HP 9830** al Catedrei de mecanică fină din I.P. București. Programul furnizează direct diagramele prezentate în figura 5, care permit calculul rapid și comod al caracteristicilor lagărului prin intermediul parametrilor adimensionali :

$\bar{T} = \dfrac{T/R}{(p_{al} - p_0)}$ tensiunea adimensională din bandă,

$\bar{K} = \dfrac{3}{2} \dfrac{Kh}{R(P_{al} - p_0)}$ rigiditatea adimensională a lagărului ;

$\bar{\dot{M}} = \dfrac{24\eta RT\dot{M}}{h^3 p_{al}^2 K_q}$ consumul de aer exprimat adimensional,

funcție de parametrul lagărului Λ_s, definit ca :

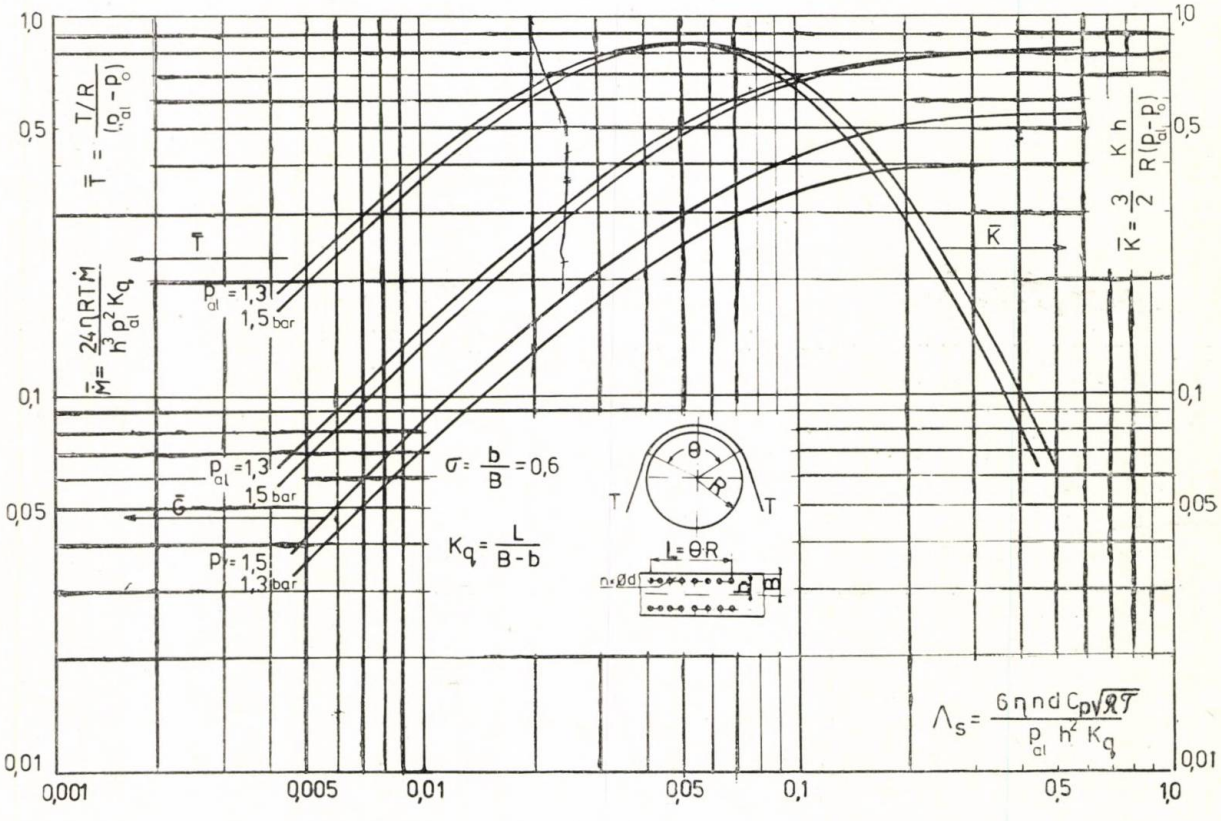
$$\Lambda_s = \frac{6 \cdot \eta \cdot d \cdot c_p \sqrt{\mathcal{R} \cdot \mathcal{T}}}{p_{al} \cdot h^2 \cdot K_q}$$

unde :

— n — numărul orificiilor de alimentare ;
— d — diametrul orificiilor de alimentare ;
— c_p — coeficientul de pierderi ;
— p_{al} — presiunea de alimentare ;
— $\mathcal{R}$ — constanta universală a gazelor = 286 $m^2 \cdot sec^{-2} \cdot grad^{-1}$;
— $\mathcal{T}$ — temperatura absolută ;
= K_q — coeficientul de debit ce caracterizează configurația lagărului.

Exemplu numeric. Se consideră lagărul din exemplul anterior, alimentat însă suplimentar prin două rînduri cu cîte 10 orificii cu diametrul $d = 3 \cdot 10^{-4}$ m, la o presiune de 1,3 bar. Poziția orificiilor este determinată de o valoare a parametrului $\sigma = b/B = 0{,}6$. Tensiunea adimensională din bandă are valoarea :

$$\bar{T} = \frac{178}{1{,}9 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}3 \cdot 10^{-5}} = 0{,}311$$



Din diagrama din figura 5 corespunzător acestei valori rezultă valoarea parametrului $\Lambda_s = 0{,}022$. Corespunzător valorii coeficientului de debit $K_q = \frac{L}{B-b} = 280{,}5$, din expresia parametrului legărului Λ_s, rezultă grosimea interstițiului h:

$$h^2 = \frac{6 \cdot 1{,}814 \cdot 10^{-5} \cdot 10 \cdot 3 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \sqrt{286 \cdot 293}}{1{,}3 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}022 \cdot 280{,}5} =$$

$= 117 \cdot 10^{-2}$ m, respectiv $h = 10{,}8 \cdot 10^{-6}$ m $=$ $= 10{,}8$ μm. Debitul masic de aer consumat de lagăr, exprimat adimensional, rezultă din diagrama din figura 5 cu valoarea $\bar{M} = 0{,}14$. Cu aceasta se calculează:

$$\dot{M} = \frac{(10{,}8 \cdot 10^{-6})^3 \ (1{,}3 \cdot 10^5) \cdot 0{,}14 \cdot 280{,}5}{24 \cdot 1{,}814 \cdot 10^{-5} \cdot 286 \cdot 293} =$$

$= 2{,}29 \cdot 10^{-5}$ N sec/m $= 2{,}29 \cdot 10^{-5}$ Kg/sec.

Concluzii

Din datele prezentate în lucrare, rezultă posibilitatea efectivă de a realiza un regim de frecare fluidă între banda flexibilă și elementele de sprijin ale acesteia. Diagramele de calcul prezentate pentru lagărele alimentate sub presiune, sînt utile pentru un calcul de predimensionare a acestora. Ele permit și o optimizare a geometriei de alimentare și a tensiunii din bandă pentru obținerea rigidității dorite pentru lagăr.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eshel, A., Elrod, H. G. Jr.:* The Theory of the Infinitely Wile, Perfectly Flexible Self-acting Foil Bearing. Journal of Basic Engineering, Vol 87, nr. 4, 1965, p. 831-836.

[2] *Licht, L.:* An Experimental Study of Elastohydrodynamic Lubrication of Foil Bearings. Journal of Lubrication Technology, nr. 1, 1968, p. 199—220.

[3] *Wildmann, M.:* Foil Bearings. Journal of Lubrication Technology, nr. 1, 1969, p. 37—44.

[4] *Barlow, E. G., Wildmann, M.:* The Axissymmetric, Perfectly Flexible Foil Bearing With Porous Inlet Restrictor Journal of Lubrication Technology, nr. 1, 1968, p. 145—152.

[5] *Pascu, A.:* Diagrame pentru calculul ghidajelor gazostatice cu buzunare de alimentare. În „Construcția de mașini", nr. 7, 1978, p. 339—343.

CZ : 621.233 : 621.322

Unele aspecte privind calculul și utilizarea lagărelor pe microbenzi de torsiune

Asistent ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI** — Institutul Politehnic București

Introducere

În construcția aparatelor electrico-mecanice și mecanice de înaltă precizie se folosesc lagăre cu elemente elastice de torsiune. Unele din ele au dublul rol de a sprijini sistemul mobil și de a conduce curentul electric. Concomitent aceste sprijiniri creează momentul de revenire în poziție de zero.

După cum se știe, avantajele pe care le oferă aceste lagăre sînt în principal: momente rezistente mici, durabilitate mare, insensibilitate de șocuri, simplitate constructivă. Impunerea lor actuală ca elemente de ghidare pentru mișcarea de rotire, uneori de neînlocuit în construcția de aparate de precizie, a fost posibilă datorită punerii la punct a tehnologiei de fabricație a microbenzilor elastice. Cu toate acestea în calcul trebuie luate în considerare impreciziile de execuție care sînt de neevitat și asupra cărora s-a insistat mai puțin pînă în prezent.

Calculul momentului rezistent creat în microbenzi

Din punct de vedere al constructorului de aparate, cunoașterea cu precizie a momentului rezistent pe ultima verigă constitutivă, sistemul de indicație a mărimii măsurate, prezintă o importanță deosebită întrucît acesta determină în bună parte și eroarea de indicație a aparatului. În ceea ce privește microbenzile utilizate ca lagăre, sînt cunoscute o serie de lucrări [1], [2], [3], în care sînt date relațiile deduse pe cale teoretică pentru calculul momentului total de torsiune. Relația generală de calcul după Christoph [1] este:

(1)

$$M = \frac{\varphi}{l} G b^4 f_1(m) + \frac{\varphi}{l} P b^2 f_2(m) + \frac{\varphi^3}{l^3} E b^6 f_3(m)$$

— φ este unghiul de rotire al microbenzii;

— l — lungimea activă a microbenzii;

— G și E modulele de elasticitate transversal, respectiv longitudinal ale materialului microbenzii;

— b — lățimea microbenzii;
— P — forța de întindere din bandă;
f_1 (m), f_2 (m), f_3 (m) — funcții dependente de raportul lățime-grosime $m = \frac{b}{h}$ ale microbenzii.

În ecuația (1) primul termen caracterizează momentul rezistent dat de rigiditatea intrinsecă a microbenzii, termenul al doilea exprimă dependența momentului total de forță de tensionare longitudinală P din bandă, iar ultimul termen caracterizează creșterea suplimentară a momentului total datorită unghiului de răsucire a microbenzii. Intrucît în practică se utilizează microbenzi pentru care $m>6$, relația (1) se poate simplifica, deoarece funcția $f_2(m)$ are valoare aproximativă 1/2, iar f_3 (m) se poate neglija, și devine:

$$M = \frac{\varphi}{l} Gb^4 f_1(m) + \frac{1}{12} \frac{\varphi}{l} Pb^2 \qquad (2)$$

Valorile funcției f_1 (m) pot fi deduse din graficul reprezentat în figura 1.

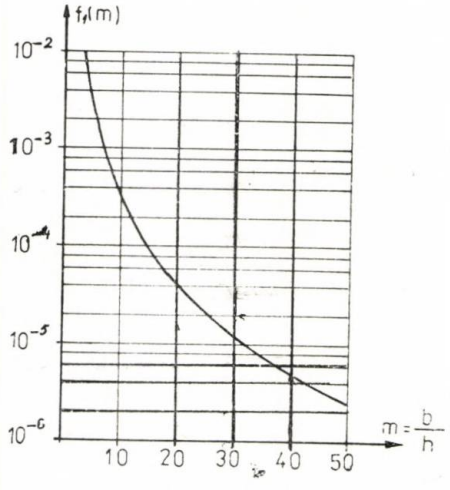


Fig. 1 Graficul pentru determinarea valorilor funcției f_1 (m).

Aplicarea acestor relații de calcul, exceptînd aproximațiile făcute anterior, este posibilă atunci cînd secțiunea normală în microbandă este un dreptunghi perfect. Pentru valori relativ mici ale raportului $m = \frac{b}{h}$, latura mică h a secțiunii microbenzii nu este un segment ci un arc de cerc provenit de la prelucrarea microbenzii dintr-o sîrmă de secțiune circulară. Un efect similar se observă și la microbenzile la care raportul $\frac{b}{h}$ este mare și la care latura b este bombată. În aceste condiții, utilizarea formulelor anterioare conduce la rezultate nereale și, deci, la o evaluare teoretică eronată a preciziei de indicație a unui aparat care ar avea în construcția sa un astfel de lagăr.

Determinarea pe cale experimentală a momentului rezistent din microbenzi

Pentru determinarea mai exactă a momentului rezistent din microbenzi se poate folosi o metodă combinată, determinînd pe cale indirectă, prin încercări experimentale, o altă mărime care conduce la aflarea analitică a mărimii momentului. În acest scop se utilizează un pendul torsional, la care firul pentru suspendarea masei cu moment de inerție cunoscut este însăși microbanda de testat. Din ecuațiile cunoscute [4], pentru oscilațiile torsionale armonice pe care le formează sistemul, se obține perioada T de oscilație:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{c}}, \qquad (3)$$

în care:

— J este momentul de inerție al masei suspendată de microbandă;
— c — rigiditatea la torsiune a benzii.

Precizia metodei experimentale depinde în consecință de exactitatea cu care se determină perioada de oscilație T.

Determinînd rigiditatea c a microbenzii, pentru orice unghi de deformație φ, momentul rezistent se calculează cu relația:

$$M = c \cdot \varphi \qquad (4)$$

Pentru determinarea cu precizie a perioadei de oscilație a sistemului masă inerțială-microbandă, se utilizează un stand de construcție proprie avînd următoarea structură (fig. 2): microbanda de testat **1** este suspendată la capătul superior în carcasa aparatului, iar la partea inferioară se fixează discul **2**, cu momentul de inerție cunoscut și de greutate aproximativ egală cu cea a sistemului mobil, pentru a cărui lăgăruire se utilizează microbanda. Impulsul inițial dat masei inerțiale se asigură printr-un sistem similar celui utilizat la contoarele de curent electric. Electromagneții **3** și **3'**, alimentați în curent alternativ, induc în discul **2** un curent turbionar care, intrînd în interacțiune cu cîmpul electromag-

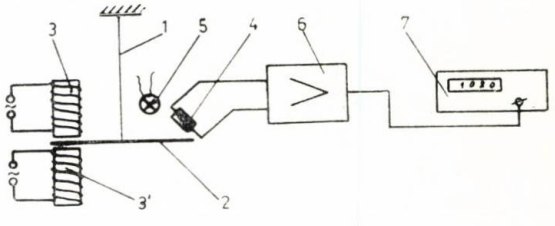


Fig. 2 Schema bloc a standului pentru determinarea momentului rezistent din microbenzi.
1 — microbandă, 2 — disc (masă inerțială), 3,3' — electromagneți, 4 — fotodiodă, 5 — bec cu incandescență, 6 — bloc electronic de amplificare, 7 — numărător universal tip E — 0202.

netic al electromagneților, produce rotirea masei inerțiale. Determinarea perioadei de oscilație se face pe cale electronică. În acest sens pe discul **2** este trasat un reper a cărui mișcare este sesizată de fotodioda **4**. Pentru asigurarea independenței față de alte surse de iluminare, becul cu incandescență **5** proiectează periodic reperul de pe disc în fotodioda **4**. Impulsul electric creat în fotodiodă (determinat la intervale egale cu perioada de oscilație a discului **2** este amplificat în blocul electronic **6** și înregistrat automat pe un numărător **7** de construcție indigenă, tip **E 0202** (IEMI). Folosind posibilitățile de lucru ale numărătorului, se poate determina, în 10 secunde, numărul oscilațiilor efectuate, după care utilizînd relațiile (3) și (4) se calculează momentul rezistent din microbandă.

Utilizarea microbenzilor ca lagăre

Așa s-a arătat și în introducere, materialele pentru microbenzi trebui să posede o multitudine de proprietăți. Din punct de vedere funcțional, trebuie să aibe o rezistență la tracțiune și torsiune suficient de mare și să asigure o bună conductibilitate electrică. Din punct de vedere tehnologic, materialele trebuie să fie ductile pentru a putea fi ușor laminate și, în același timp, trebuie să aibe proprietăți bune de lipire în vederea fixării lor. Ținînd cont de diversele condiții în care funcționează aparatele de măsurat, materialele pentru microbenzi trebuie să fie rezistente la coroziune. Acest complex de proprietăți se obține folosind pentru microbenzi aliaje din metale nobile, cîteva exemple fiind date în tabelul 1. Tabelul 1 conține în același timp și o serie de proprietăți ale microbenzilor inclusiv momentul rezistent determinat prin metoda descrisă anterior.

În ceea ce privește precizia de funcționare a microbenzilor ca lagăre de tip extensor sau suspensor, trebuie avute în vedere și cele două fenomene care apar, histerezisul și relaxarea elastică, și care pot conduce la indicații eronate. Histerezisul este de luat în considerare în special la aparatele care au reperul de zero la mijlocul scalei și pentru care între două poziții alternative, la dreapta și la stînga acestei valori, se obțin poziții de zero diferite ale acului indicator. Mărimea sa poate fi redusă printr-o solicitare alternativă de durată a microbenzii.

Relaxarea elastică și prin aceasta săgeata inițială de deformație apare la o solicitare relativ mare și de durată a microbenzii. Ea depinde în principal de material, dimensiunile geometrice și gradul de ecruisare a microbenzii și se anulează ca efect într-un timp ce variază de la cîteva minute pînă la cîteva ore. Firmele străine producătoare de microbenzi indică pentru testarea acestui efect măsurarea săgeții inițiale a microbenzii la 20 secunde după încheierea unei solicitări constante cu o durată de o oră.

Tabelul 1

Aliaj pentru microbandă	E $\frac{daN}{mm^2}$	G $\frac{daN}{mm^2}$	Lățime mm	Moment de torsiune rezistent la o rotire de 90° pentru o lungime activă de 100 mm și o încărcare axială de 10 g cN. cm	Rezistență electrică maximă (circa) $\frac{\Omega}{cm}$
Pt-Ni	21 000	7 500	0,10	0,373	3,0
			0,20	5,052	1,0
			0,30	32,115	0,31
			0,40	90,20	0,19
Pt-Ir	24 000	9 600	0,10	0,126	6,3
			0,15	0,98	2,6
			0,17	0,798	2,7
Au-Ni	10 000	4 000	0,08	0,208	5,3
			0,09	0,121	5,3
			0,145	0,756	2,0

Concluzii

Utilizarea relaţiilor de calcul cunoscute pînă în prezent pentru microbenzi este limitată datorită formei geometrice inprecise care rezultă în urma laminării lor. Metoda propusă, folosind o încercare experimentală din care rezultă caracteristica de bază, rigiditatea microbenzii, elimină erorile de calcul şi măreşte precizia de determinare a momentului rezistent. În ceea ce priveşte materialele pentru confecţionarea microbenzilor, multitudinea condiţiilor funcţionale şi tehnologice inpune utilizarea unor aliaje speciale din metale nobile.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Christoph, P.:* Aufhängebänder A T M, J 013-6, nr. 3/1951.

[2] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1976 (pag. 291—296).

[3] *Hildebrand S.* Zur Berechnung von Torsionbänder im Feingerätebau. In: „Feinwerktechnik", nr. 6/1957, (pag. 191—198).

[4] *Yavorski, B., Detlaf, A.:* Aide-mémoire de physique. Editura MIR, Moscova, 1975, (pag. 123—124).

CZ : 532/.313

Vibraţiile parametrice ale barelor cu pereţi subţiri de secţiuni deschise utilizate în construcţii de aparate electrice

Conf. dr. ing. Gheorghe **MIHĂIŢĂ**, lector ing. Teodor **SAVU** — Universitatea Craiova

Se stabilesc în prima parte a lucrării ecuaţiile diferenţiale ale vibraţiilor forţate parametrice ale barelor drepte cu pereţi subţiri de secţiuni deschise excitate prin deplasări periodice axiale ale reazemelor, sub forma unui sistem de ecuaţii diferenţiale de ordinul al doilea cu coeficienţi variabili, asemănător cazului de excitare prin forţe axiale periodice. Studiind apoi stabilitatea soluţiilor acestui sistem se stabilesc, în partea a doua a lucrării, condiţiile de apariţie a instabilităţii dinamice. Se delimitează în heperspaţiu parametrilor excitaţiei şi sistemului elastic o triplă infinitate de domenii de instabilitate dinamică, domenii care se extind în jurul frecvenţelor de excitare egale cu dublul frecvenţelor de excitare egale cu dublul frecvenţelor vibraţiilor libere, şi se lărgesc pe măsura creşterii amplitudinilor excitaţiei.

Barele cu pereţi subţiri de secţiuni deschise, elemente uşoare de rezistenţă şi rigiditate înaltă, utilizate din ce în ce mai mult în construcţiile de toate genurile îşi găsesc o largă aplicare şi în construcţia de aparate electrice. Astfel, la aparatele de măsură magnetoelectrice, carcasa bobinei mobile este construită din bare de acest fel, avînd secţiunea în formă de U, bare care se obţin din tablă subţire prin îndoire (fig. 1). De asemeni, tija suport a axelor indicatoare, atît la aparatele magnetoelectrice cît şi la cele electrodinamice este constituită dintr-o bară cu perete subţire avînd secţiunea în formă de U.

La majoritatea aparatelor electrice, mai ales cele de măsură, una dintre condiţiile de bază ale funcţionării normale este aceea a lipsei vibraţiilor. Ori, după cum se ştie, este aproape cu neputinţă să se evite total transmiterea vibraţiilor din afară, oricîte măsuri

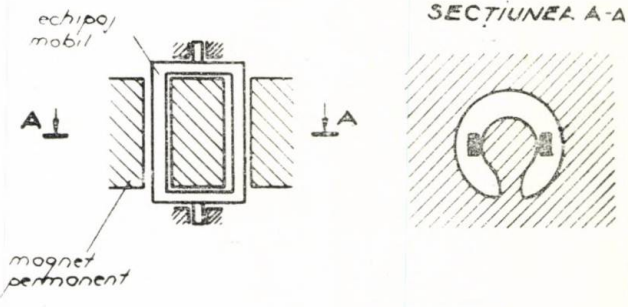


Fig. 1

de protecţie s-ar lua. Trebuie avut în vedere mai ales faptul că protecţia contra transmiterii vibraţiilor din afară realizează, în măsură mai mare sau mai mică, reducerea amplitudinilor, dar, după cum se va vedea, vibraţiile transmise pot fi periculoase şi în cazul amplitudinilor foarte mici. Din acest motiv, cunoaşterea exactă a comportamentului la vibraţiile excitate prin oscilarea reazemelor, inclusiv a vibraţiior parametrice prezintă un deosebit interes pentru barele cu pereţi subţiri ce intră în construcţiile aparatelor electrice.

Se consideră (fig. 1) o bară oarecare dreaptă cu pereţi subţiri de secţiune deschisă cu caracteristici geometrice şi elastice

cunoscute, cu modul de rezemare neprecizat, ale cărei reazeme sînt montate pe un suport ce se deplasează în direcţia axială, periodic, după legea :

$$S(t) = S_0\Phi(t) \qquad (1)$$

s_0 fiind amplitudinea deplasării, iar Φ (t) o funcţie periodică oarecare de perioadă τ ;

$$\Phi(t) = \Phi(t+\tau)$$

Bara se raportează la un sistem de axă triortogonal, cu axa z orientată după axa barei, iar axele **x** şi **y** în planul secţiunii transversale după direcţiile principale de inerţie (fig. 3).

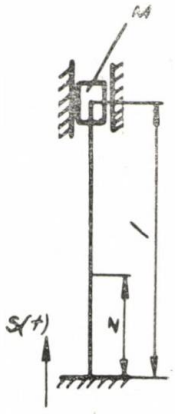


Fig. 2

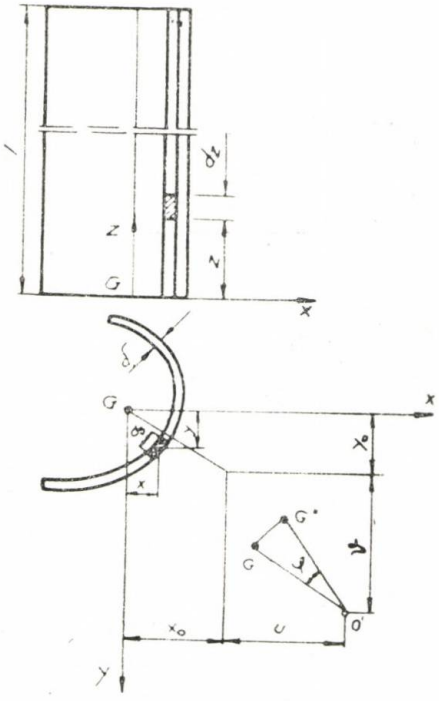


Fig. 3

Sub acţiunea excitaţiilor periodice axiale s (t), bara va executa vibraţii forţate de încovoiere — răsucire, astfel încît o secţiune transversală a sa se va deplasa în direcţia axelor principale de inerţie cu cantităţile u (z, t) şi respectiv v (z, t), se va roti în jurul centrului de răsucire **0** (ale cărui coordonate în sistemul axelor centrale principale sînt x_0 şi y_0) cu unghiului φ (z, t), iar centrul de răsucire se va deplasa în lungul axei barei cu cantitatea w (z, t).

Sistemul de axe ales în care se studiază mişcarea ca mai sus este un sistem de axe mobil. Din această cauză în afară de forţele de inerţie ale mişcării relative trebuie să se introducă asupra barei şi forţele de inerţie ale mişcării de transport, care este mişcarea periodică rectilinie în direcţia axei barei. Aceste forţe de inerţie vor reprezenta pentru bara dată forţe periodice axiale excitatoare.

Intr-o secţiune curentă z a barei, forţa de compresie axială, pe seama forţelor de inerţie de transport va fi :

$$N(z,t) = [m(l-z) + M]\frac{d^2s(t)}{dt^2}, \qquad (2)$$

în care M este masa reazemului mobil al grinzii (sau o masă concentrată în capătul liber) iar l este lungimea grinzii.

Deplasările şi rotirea secţiunii transversale a barei cu pereţi subţiri de secţiune deschisă sînt dotate de sistemul de ecuaţii [4] :

$$EI_y u^{IV} - q_x - \int \frac{\partial p_z}{\partial z} x ds = 0 \qquad (3)$$

$$EI_x v^{IV} - q_y - \int \frac{\partial p_z}{\partial z} y ds = 0$$

$$EI_\omega \varphi^{IV} - GI_t \varphi - m_z - \int \frac{\partial p_z}{\partial z} \omega ds = 0$$

în care :

- q_x şi q_y sînt sarcini transversale distribuite ;
- m_z este moment de răsucire extern distribuit :
- p_z — forţa distribuită pe unitatea de lungime de contur în direcţia axei **z.**

Se demonstrează că pentru bara cu pereţi subţiri de secţiune deschisă în mişcare forţată vibratorie sub acţiunea eforturilor N (z, t), forţele şi momentele distribuite q_x, q_y, m_z şi p_z sînt [3] :

$$q_x = -m\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + y_0\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}\right) -$$

$$-\frac{\partial}{\partial z}\left[N(z,t)\left(\frac{\partial u}{\partial z} + y_0\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)\right]$$

$$q_y = -m\left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - x_0\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left[N(z,t)\left(\frac{\partial v}{\partial z} - x_0\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)\right]$$

$$m_z = -m\left(y_0\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - x_0\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + r_0^2\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left[N(z,t)\left(y_0\frac{\partial u}{\partial z} - x_0\frac{\partial v}{\partial z} + r_0^2\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)\right]$$

$$p_z = -\rho\delta\left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \frac{\partial^3 u}{\partial z \partial t^2}y - \frac{\partial^3 v}{\partial z \partial t^2}x - \frac{\partial^3 \varphi}{\partial z \partial t^2}\omega\right) \tag{4}$$

Notînd prin $G_u(z,\eta_i)$, $G_v(z,\eta_i)$, şi $G_\varphi(z,\eta_i)$ funcţiile de influenţă ale deplasărilor şi rotirii secţiunii barei cu pereţi subţiri, deplasările u, (z, t), v (z, t) şi rotirea φ (z, t) în procesul de vibraţie se va scrie pe baza ecuaţiilor (3) sub forma :

(5)

$$u(z,t) = \int_0^l G_u(z,\eta_i)\left[q_x(\eta_i,t) + \int \frac{\partial p_z(\eta_i,t)}{\partial \eta_i}\,x\,ds\right]d\eta_i$$

$$v(z,t) = \int_0^l G_v(z,\eta_i)\left[q_y(\eta_i,t) + \int \frac{\partial p_z(\eta_i,t)}{\partial \eta_i}\,y\,ds\right]d\eta_i$$

$$\varphi(z,t) = \int_0^l G_\varphi(z,\eta_i)\left[m_z(\eta_i,t) + \int \frac{\partial p_z(\eta_i,t)}{\partial \eta_i}\,\omega\,ds\right]d\eta_i$$

Se dezvoltă deplasările u (z, t), v (z, t) şi rotirea φ(z, t) în serii de funcţii după cîte un sistem fundamental complet $Z_k^u(z)$, $Z_k^v(z)$, $Z_k^\varphi(z)$ care să satisfacă condiţiile la limită,

$$u(z,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k^u(t) Z_k^u(z)$$

$$v(z,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k^v(t) Z_k^v(z) \tag{6}$$

$$\varphi(z,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k^\varphi(t) Z_k^\varphi(z),$$

amplitudinile $T_k^u(t)$, $T_k^v(t)$, $T_k^\varphi(t)$ ale dezvoltărilor fiind funcţii de timp necunoscute.

Şirurile de funcţii $Z_k^u(z)$, $Z_k^v(z)$, $Z_k^\varphi(t)$ se aleg ca funcţii de pierderea statică a stabilităţii datorită unei forţe axiale N_0 (z) prin încovoiere în planele principale de inerţie şi prin răsucire, satisfăcînd ecuaţii integrale,

(7)

$$\frac{dZ_k^u(z)}{dz} - \alpha_{u,k}\int_0^l N_0(z)\frac{\partial^2 G_u(z,\eta_i)}{\partial z \partial \eta_i}\frac{\partial Z_k^u(\eta_i)}{\partial \eta_i}\,d\eta_i = 0$$

$$\frac{dZ_k^v(z)}{dz} - \alpha_{v,k}\int_0^l N_0(z)\frac{\partial^2 G_v(z,\eta_i)}{\partial z \partial \eta_i}\frac{\partial Z_k^v(\eta_i)}{\partial \eta_i}\,d\eta_i = 0$$

$$\frac{dZ_k^\varphi(z)}{dz} - \alpha_{\varphi,k}\int_0^l r_0^2 N_0(z)\frac{\partial^2 G_\varphi(z,\eta_i)}{\partial z \partial \eta_i}\frac{\partial Z_k^\varphi(\eta_i)}{\partial \eta_i}\,d\eta_i = 0$$

Valorile proprii $\alpha_{u,k}$, $\alpha_{v,k}$ $\alpha_{\varphi,k}$, asociate funcţiilor proprii $Z_k^u(z)$, $Z_k^v(z)$, $Z_k^\varphi(z)$ din ecuaţiile integrale (7), sînt parametrii critici ai sarcinei N_0 (z). Pe baza unei binecunoscute teoreme din teoria ecuaţiilor integrale conform cu care nucleele simetrice $G_u(z,\eta_i)$, $G_v(z,\eta_i)$, $G_\varphi(z,\eta_i)$ pot fi dezvoltate în serii după sistemele funcţiilor proprii, se va putea scrie,

$$G_u(z,\eta_i) = \sum_{k=1}^{\infty}\frac{1}{\alpha_{u,k}}Z_k^u(z)\,Z_k^u(\eta_i)$$

$$G_v(z,\eta_i) = \sum_{k=1}^{\infty}\frac{1}{\alpha_{v,k}}Z_k^v(z)\,Z_k^v(\eta_i) \tag{8}$$

$$G_\varphi(z,\eta_i) = \sum_{k=1}^{\infty}\frac{1}{\alpha_{\varphi,k}}Z_k^\varphi(z)Z_k^\varphi(\eta_i)$$

Potrivit ecuaţiilor integrale (9), derivatele funcţiilor $Z_k^u(z)$, $Z_k^v(z)$, $Z_k^\varphi(z)$ sînt funcţii proprii ale derivatelor de ordinul al doilea ale nucleelor $G_u(z,\eta_i)$, $G_v(z,\eta_i)$, $G_\varphi(z,\eta_i)$ şi din această cauză vor fi ortogonale. Impunînd şi condiţia de normare derivatele devin funcţii ortonormate satisfăcînd relaţiile :

$$\int_0^l N_0(z)\frac{dZ_i^u(z)}{dz}\frac{dZ_k^u(z)}{dz}\,dz = \delta_{ik}$$

$$\int_0^l N_0(z)\frac{dZ_i^v(z)}{dz}\frac{dZ_k^v(z)}{dz}\,dz = \delta_{ik} \tag{9}$$

$$\int_0^l N_0(z)\,r_0^2\frac{dZ_i^\varphi(z)}{dz}\frac{dZ_k^\varphi(z)}{dz}\,dz = \delta_{ik}$$

în care δ_{ik} este simbolul lui Kroneker.

Inlocuind în ecuaţiile (5) forţele şi momentele distribuite prin expresiile lor faţă de relaţiile (4), funcţiile u (z, t), v (z, t), φ(z, t) prin serii infinite de forma (6) nucleele $G_u(z,\eta_i)$, $G_v(z,\eta_i)$, $G_\varphi(z,\eta_i)$ prin seriile infinite (8) şi ţinînd seama de condiţiile de normare (9), va rezulta în urma efectuării tuturor calculelor, sistemul de ecuaţii diferenţiale de ordinul al doilea cu coeficienţi periodici,

$$C\frac{d^2T}{dt^2} + \left[E - \frac{d^2s(t)}{dt^2}B\right]T = 0 \tag{10}$$

în care T este un hipervector infinit,

$$T=\left\|\begin{matrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \end{matrix}\right\| \tag{11}$$

avînd drept componente vectorii T_k ai funcțiilor necunoscute $T_k^u(t)$, $T_k^v(t)$, $T_k^\varphi(t)$,

$$T_k=\left\|\begin{matrix} T_k^u(t) \\ T_k^v(t) \\ T_k^\varphi(t) \end{matrix}\right\| \tag{12}$$

E matricea unitate infinită, iar C și B hipermatrici pătrate infinite,

$$C=\left\|\begin{matrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{matrix}\right\| \qquad B=\left\|\begin{matrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{matrix}\right\| \tag{13}$$

ale căror elemente sînt matrici pătrate de ordinul trei,

(14)

$$C_{ik}=\left\|\begin{matrix} c_{ik}^{uu} & 0 & c_{ik}^{u\varphi} \\ 0 & c_{ik}^{vv} & c_{ik}^{v\varphi} \\ c_{ik}^{\varphi u} & c_{ik}^{\varphi v} & c_{ik}^{\varphi\varphi} \end{matrix}\right\| \qquad B_{ik}=\left\|\begin{matrix} b_{ik}^{uu} & 0 & b_{ik}^{u\varphi} \\ 0 & b_{ik}^{vv} & b_{ik}^{v\varphi} \\ b_{ik}^{\varphi u} & b_{ik}^{\varphi v} & b_{ik}^{\varphi\varphi} \end{matrix}\right\|$$

ce au ca elemente,

$$c_{ik}^{uu}=\frac{1}{\alpha_{u,i}}\left(\delta_{ik}-mr_y^2\int_0^l Z_i^u(z)\frac{d^2Z_k^u(z)}{dz^2}\,dz\right)$$

$$c_{ik}^{vv}=\frac{1}{\alpha_{v,i}}\left(\delta_{ik}-mr_x^2\int_0^l Z_i^v(z)\frac{d^2Z_k^v(z)}{dz^2}\,dz\right)$$

$$c_{ik}^{\varphi\varphi}=\frac{1}{\alpha_{\varphi,i}}\left(\delta_{ik}-mr_\omega^4\int_0^l Z_i^\varphi(z)\frac{d^2Z_k^\varphi(z)}{dz^2}\,dz\right)$$

$$c_{ik}^{u\varphi}=\frac{my_0}{\alpha_{u,i}}\int_0^l Z_i^u(z)Z_k^\varphi(z)\,dz;$$

$$c_{ik}^{v\varphi}=-\frac{mx_0}{\omega_{v,1}^2}\int_0^l Z_i^v(z)Z_k^\varphi(z)\,dz$$

$$c_{ik}^{\varphi u}=\frac{my_0}{\omega_{\varphi,i}^2}\int_0^l Z_i^\varphi(z)Z_k^u(z)\,dz;$$

$$c_{ik}^{\varphi v}=-\frac{mx_0}{\omega_{\varphi,i}}\int_0^l Z_i^\varphi(z)Z_k^v(z)\,dz;$$

$$b_{ik}^{uu}=\frac{1}{\alpha_{u,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^u(z)}{dz}\frac{dZ_k^u(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{vv}=\frac{1}{\alpha_{v,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^v(z)}{dz}\frac{dZ_k^v(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{\varphi\varphi}=\frac{r_0^2}{\alpha_{\varphi,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^\varphi(z)}{dz}\frac{dZ_k^\varphi(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{u\varphi}=\frac{y_0}{\alpha_{u,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^u(z)}{dz}\frac{dZ_k^\varphi(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{v\varphi}=-\frac{x_0}{\alpha_{v,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^v(z)}{dz}\frac{dZ_k^\varphi(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{\varphi u}=\frac{y_0}{\alpha_{\varphi,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^\varphi(z)}{dz}\frac{dZ_k^u(z)}{dz}\,dz$$

$$b_{ik}^{\varphi v}=-\frac{x_0}{\alpha_{\varphi,i}}\int_0^l [m(l-z)+M]\frac{dZ_i^\varphi(z)}{dz}\frac{dZ_k^v(z)}{dz}\,dz$$

(15)

În situațiile cele mai frecvent întîlnite în practică, excitația s (t) este armonică,

$$S(t)=S_0\cos\theta t$$

Ecuațiile (10) devin în acest caz,

$$C\frac{d^2T}{dt^2}+(E+S_0\theta^2\cos\theta tB)\,T=0 \tag{16}$$

După cum este cunoscut [1], la limitele domeniilor de instabilitate dinamică sistemul de ecuații diferențiale (16) admite soluții periodice de perioadă egală cu perioada excitației și cu dublul acestei perioade, două soluții de aceiași perioadă delimitînd un domeniu de instabilitate dinamică, iar două soluții de perioade diferite un domeniu de stabilitate dinamică. In conformitate cu aceasta, se caută pentru sistemul (16) soluțiile periodice de perioadă $2\tau=4\pi/\theta$,

$$T=\sum_{k=1,3,5,\ldots}^{\infty}\left(a_k\sin\frac{k\theta t}{2}+b_k\cos\frac{k\theta t}{2}\right) \tag{17}$$

și de perioadă $\tau=2\pi/\theta$,

(18)

$$T=\frac{1}{2}b_0+\sum_{k=2,4,6,\ldots}^{\infty}\left(a_k\sin\frac{k\theta t}{2}+b_k\cos\frac{k\theta t}{2}\right)$$

a_k și b_k fiind hipervectori constanți.

Cu ajutorul soluției (17) se obțin ecuațiile de determinare a pulsației critice la limitele domeniilor de instabilitate 1, 3, 5.

(19)

$$\begin{vmatrix} E \pm \frac{1}{2} S_0\theta^2 B - \frac{1}{4}\theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & 0 \\ \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - \frac{9}{4}\theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B \\ 0 & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - \frac{25}{4}\theta^2 C \end{vmatrix} = 0$$

iar cu ajutorul soluției (20) se obțin ecuațiile de determinare a pulsației critice la limitele domeniilor de instabilitate, 2, 4, 6, ...

$$\begin{vmatrix} E - \theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & 0 \\ \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - 4\theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B \\ 0 & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - 16\theta^2 C \end{vmatrix} = 0 \quad (20)$$

$$\begin{vmatrix} E & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & 0 & 0 \\ \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - \theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - 4\theta^2 C & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} S_0\theta^2 B & E - 16\theta^2 C \end{vmatrix} \quad (21)$$

In cazul cînd amplitudinea s_0 a oscilației reazemului este foarte mică ($s_0 \to 0$), acesta fiind cazul aparatelor cu o protecție bună contrar vibrațiilor, ecuațiile pulsațiilor critice la limitele domeniilor de instabilitate dinamică devin :

$$\left| E - \frac{1}{4} k^2\theta^2 C \right| = 0 \qquad k = 1, 2, 3, \ldots \quad (22)$$

Comparînd (22) cu ecuația pulsațiilor vibrațiilor libere :

$$|E - \omega^2 C| = 0, \quad (23)$$

se deduce :

$$\theta = \frac{2\omega}{k}; \quad k = 1, 2, 3, \ldots \quad (24)$$

adică pulsația critică a excitației în acest caz este un submultiplu întreg al dublului pulsațiilor vibrațiilor libere ale barei.

Limitele domeniilor principale de instabilitate dinamică, se obțin după cum se știe [1], cu suficientă precizie considerînd numai primul element al determinantului din ecuația (19),

$$\left| E \pm \frac{1}{2} S_0\theta^2 B - \frac{1}{4}\theta^2 C \right| = 0 \quad (25)$$

Pe baza ecuațiilor algebrice (25) și (24) se pun în evidență în hiperspațiul parametrilor sistemului elastic și excitației o triplă infinitate de domenii de instabilitate dinamică. Acestea se extind în jurul frecvențelor de excitare egale cu dublul frecvențelor vibrațiilor libere și se lărgesc pe măsura creșterii amplitudinii de excitare. La limită, pentru amplitudini de excitare tinzînd spre zero, se ajunge la un caz de rezonanță discretă, cînd aceasta se produce pentru frecvențe de excitare egale cu dublul frecvențelor vibrațiilor libere.

Sub formă de exemplu, se aplică ecuația (25) la cazul unei bare încastrată la un capăt și liberă la celălalt (fig. 4), secțiunea barei admițînd o axă de simetrie, iar reazemul încastrat executînd oscilații armonice în direcția axei barei. O astfel de bară va executa vibrații forțate parametrice de încovoiere simplă în planul său de simetrie și vibrații

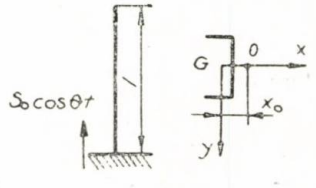


Fig. 4

forțate parametrice cuplate de încovoiere în plan perpendicular pe planul de simetrie cu răsucire simultană. Limitînd determinantul din ecuația (25) la un determinant de ordinul doi prin considerarea numai a primilor doi termeni din dezvoltările (6), se separă din ecuația (25) două ecuații independente,

(26)

$$(5{,}85\ q^2 \pm 2{,}94\ q + 0{,}0825)\ p^2 - (2{,}004 \pm 6{,}93\ q)\ p + 1 = 0$$

$$(1 - \lambda)(0{,}281 \pm 1{,}83 q + 2{,}95 q^2)p^2 - \quad (27)$$

$$-\left(K + \frac{1}{K}\right)(4{,}6 \pm 14{,}9\ q)p + 100 = 0$$

în care p, p_1, q ; λ și k sînt parametrii adimensionali, conținînd caracteristicile geometrice și elastice ale barei și caracteristicile excitației :

$$p = \frac{ml^4\theta^2}{\pi^2 EI_y}; \quad p_1 = \frac{ml^2\theta^2}{\sqrt{F_y F_\varphi}}; \quad q = \frac{S_0}{l};$$

$$\lambda = \frac{x_0^2}{r_0^2}; \quad K = \sqrt{\frac{F_\varphi}{F_y}}$$

fost haşurate. Acestea servesc pentru verificarea la stabilitatea dinamică a barelor de tipul luat în discuție, verificarea care se face practic astefl : se calculează parametrii p, p_1 și q, iar perechile de valori p, q și p_1, q definesc în coordonatele respective cîte un punct care se situează fie în interiorul domeniului haşurat și atunci vibrațiile parametrice sînt instabile, fie în exteriorul său și atunci vibrațiile sînt stabile.

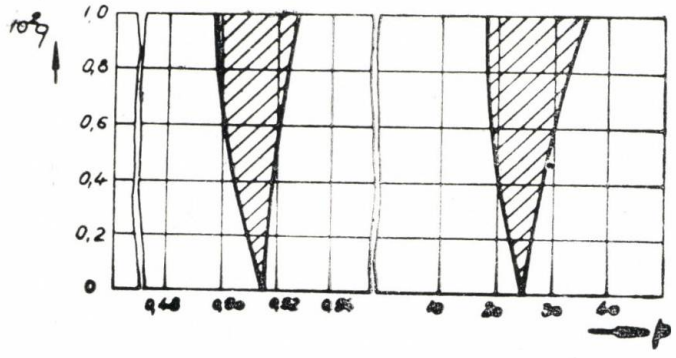


Fig 5

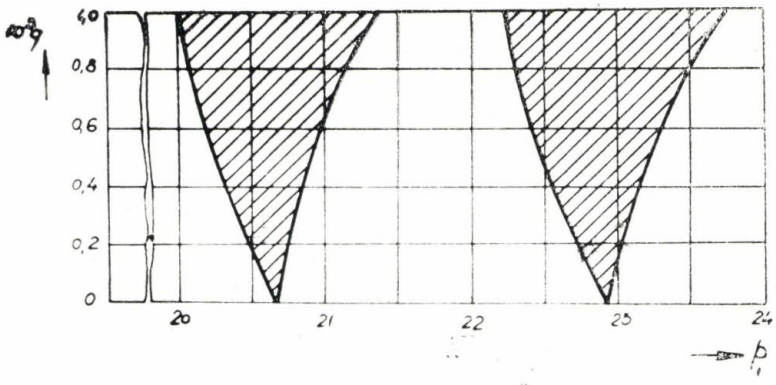


Fig. 6

Relațiile (26) în care, ca și în relațiile (27), s-a neglijat inerția de rotire și inerția de deplanare a secțiunilor transversale, delimitează în planul p, q, primele două domenii de instabilitate dinamică, pentru vibrațiile parametrice de încovoiere simplă (fig. 5), în timp ce relațiile (27) delimitează în planul p_1, q, primele două domenii de instabilitate pentru vibrațiile parametrice cuplate de încovoiere cu răsucire. In figura 6 au fost trasate aceste domenii pentru λ = 0 și k = 1. În ambele cazuri domeniile de instabilitate dinamică au

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bolotin, V.V.* : Dinamicescaia ustoicivosti uprughih sistem. Moscva, Gostehizdat, 1956.

[2] *Iacubovici, V. A., Strajinskii, V. M.* : Linenîe diferențialinîe uravnenia s periodiceschimi coefițientami i ih prilojenia. Izd-vo, „Nauca", Moscva, 1972.

[3] *Mihăiță, Gh.* — Contribuții la stabilitatea dinamică a barelor și sistemelor de bară cu pereți subțiri. Teza de doctorat, Universitatea Brașov, 1975.

[4] *Petre, A., Atanasiu, M.* : Bare cu pereți subțiri. Ed. tehnică, București, 1960.

[5] *Petre, A.* : Teoria aeroelasticității. Statica. Ed. Acad. R.S.R., București, 1966. Fenomene dinamice periodice. Ed. Acad. R.S.R., București, 1973.

CZ : 621.316

Proiectarea unui biodozator cu acționare numerică

Ing. Cristian **CRĂCIUNOIU**, ing. Călin **DUMITRESCU** — Intreprinderea de echipamente periferice — București
Dr. Dinu **FLOREA** — Centrul de cercetări stomatologice — Cîmpina

Sînt cunoscute, în domeniul aparatelor biomedicale, perfuzoarele sau pompele de infuzie continuă, cu aplicații farmacologice (dozatoare continue) sau de tratament cu injectarea sau recoltarea unor mici cantități de lichid, precis reproductibile. Aceste instrumente au un larg cîmp de aplicație în administrarea unor doze de ordinul 1 µml în doze repetabile la intervale de timp stabilite, hrănirea copiilor prematuri, a accidentaților, transfuzii, perfuzii, exsanguinoperfuzii, etc.

Dispozitivul românesc pe care îl vom prezenta în cele ce urmează, a fost proiectat în concordanță cu ultimele realizări pe plan mondial în acest domeniu. Soluțiile constructive adoptate au fost alese astfel încît să fie optime în raport cu condițiile impuse de funcționare și performanțele aparatului. Astfel s-au impus condiții legate de precizia de dozare a unei cantități de lichid foarte mici, de ordinul a 1 µml/min., cu reglare continuă pînă la 1 ml/min., în sensul de extragere a lichidului sau de pompare a acestuia. Elementul de pompare a lichidului este un piston de seringă ce se deplasează controlat în capul acesteia. Se impun condiții de proiectare legate de precizia deplasării pistonului, vibrații, siguranță în funcționare, logică de comandă a acționării, toate într-un gabarit redus. Presiunile împotriva cărora trebuie să acționeze sînt de pînă la 1000 mm coloană de mercur.

Schema de principiu propusă (fig. 1) este destul de simplă: un motor pas cu pas elec-

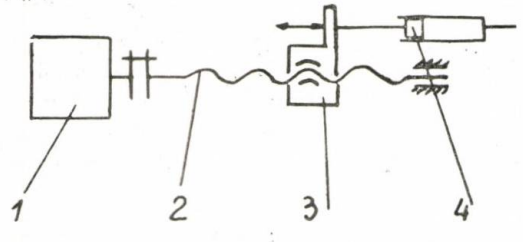


Fig. 1 Schema cinematică a biodozatorului.
1 — motor pas cu pas ;
2 — șurub de mișcare ;
3 — piuliță mobilă ;

tric **1**, cuplat cu un șurub de mișcare **2**, ce deplasează pistonul seringii **4** prin intermediul piuliței **3. Elementul de noutate este adus de acționarea prin motor pas cu pas,** implicit cu următoarele avantaje :

— **realizarea unei dozări foarte precise legată de precizia de reproducere a pasului (sub 0,5 % din valoarea nominală) ;**
— **reversibilitatea — comandată electronic ;**
— **reglaj continuu al cantității furnizate în unitatea de timp, prin reglarea numărului de pași de la generatorul electronic de impulsuri în intervalul 0 și cîteva sute de impulsuri pe secundă (la limita frecvenței de tăiere) în funcție de tipul de motor adoptat ;**
— **compatibilitatea comenzii motorului cu logica de acționare, logică ce permite programarea inițială a cantităților și a perioadelor de timp la care vor fi furnizate, prin intermediul unei tastaturi zecimale și a unui minicalculator înglobat ;**
— **realizarea unor dozări în cantități dependente de pasul șurubului și al unghiului de pas al motorului ;**
— **funcționarea în regim de rotire continuă a motorului printr-o comandă adaptată ;**
— **funcționarea sistemului de reglare în buclă deschisă, considerînd motorul cu convertor electromecanic de tipul impuls — unghi de pas și mai departe deplasare liniară prin intermediul șurubului.**

Înlocuirea transmisiei clasice motor sincron — tren de roți dințate — cremalieră aduce o simplificare constructivă, care duce la reducerea numărului de piese în mișcare și — concomitent — la creșterea fiabilității, și a gamei de reglare, la reducerea gabaritului și a prețului de cost.

Dimensionarea s-a făcut pornind de la cursa activă a piuliței, de 25 mm și de la condițiile de proiectare a șuruburilor de mișcare din mecanica fină conform [1]. S-a considerat un șurub cu pasul de 0,5 mm. Alegerea motorului s-a făcut din calculul momentului necesar de acționare pornind de la ipoteza că trebuie învinsă rezultanta compunerii momentelor de inerție ale maselor motorului, șurubului și piuliței cît și a sarcinii utile. Un mod facil de calcul îl constituie echivalarea energiei cinetice a corpului în translație, cu cea a unui corp în rotație :

$M v^2/2 = J^2/2$ [1], unde :

— v — viteza liniară medie ;
— M — masa sistemului ;

$J = Gv^2/g^2$, [2], în care :

— J — moment de inerție echivalent ;
— G — greutate ;
— g — accelerație gravitațională ;
— s — spațiul ;
— t — timpul ;
— θ — unghiul de pas.

Conversația liniar unghiulară o definim cu relația: $L = s/0$. S-au realizat două variante, una cu un motor cu un unghi de pas de 15° (24 pași/tură) și alta cu un unghi de pas de 1°48' (200 pași/tură).

Celor doi factori de conversie le corespund deplasări liniare de ordinul 0,2 mm și respectiv 0,025 mm. Acestor valori le corespund debite de 20 μ l/pas și respectiv 20 μ l/pas. Precizia este legată de mai mulți factori între care menționăm:

— precizia de fabricare a șurubului;
— compensarea jocului șurub-piuliță;
— dilatarea seringii și a șurubului;
— vibrațiile, etc.

Interesează în mod deosebit vibrațiile și combaterea lor. Vibrațiile se datoresc, în primul rînd, funcționării discontinue a motorului și masei în mișcare. Ne propunem să izolăm aceste elemente de carcasă și în primul rînd de pistonul și corpul seringii. Ținînd seama de faptul că pulsația proprie a sistemului trebuie să fie mică, iar motorul pas cu pas este sursa principală de vibrații, putem folosi un sistem de izolare cu servocomandă. Principala sursă de vibrații va fi folosită pentru anihilarea propriilor vibrații.

Un sistem de izolare cu servocomandă conține un element sensibil care produce un semnal proporțional cu integrala deplasării și un cuplor cu motorul ce acționează ca o

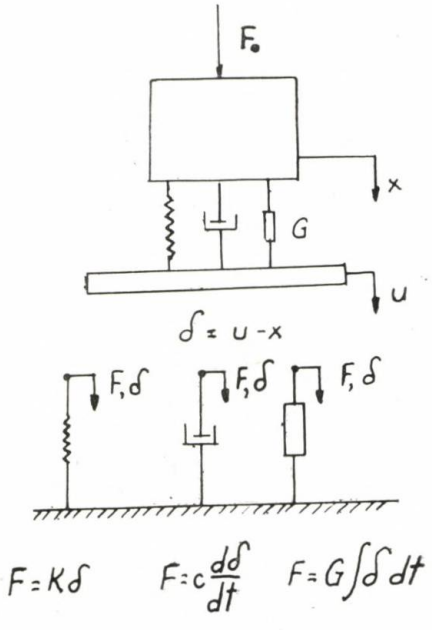


Fig. 2 Modelul dinamic al sistemului.

forță proporțională cu deplasarea. Elementele adăugate unui astfel de sistem convențional de izolare trebuie să fie caracterizate prin aceea că forța datorată lor este proporțională cu integrala deplasării elementului de acționare.

În figura 2 sînt arătate elementele ce formează sistemul convențional de izolare cu servocomandă împreună cu ecuațiile ce determină forțele datorate fiecărui element. Constanta G reprezintă factorul de amplificare a elementului activ. Sistemul este excitat de mișcarea $u = u_0 \sin t$ și mișcarea de răspuns este $x = x_0 \sin (\quad)$. Mișcarea relativă între u și x este $\delta = u - x$.

Calculul de dimensionare se efectuează conform [2], pornind de la soluțiile ecuației de vibrație a sistemului conform [3]. Astfel

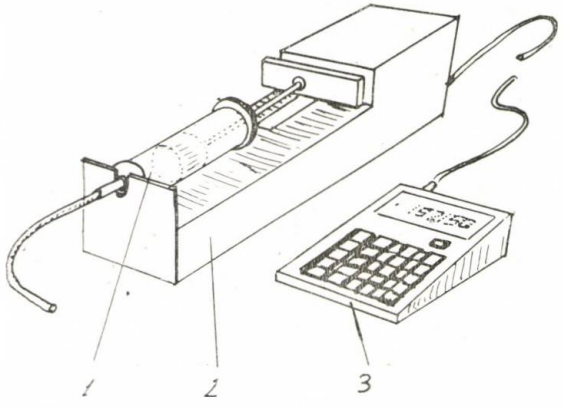


Fig. 3 Ansamblul biodozatorului.
1 — seringă;
2 — șasiu biodozator.
3 — minicalculator.

vom considera, practic, că avem de izolat de șasiu un sistem cu o greutate de 140 N, repartizată egal pe trei suporturi. Prin aplicarea unei forțe de 40 N în centrul de greutate, va trebui ca deplasarea să fie mai mică ca 3×10^{-6} mm față de baza suportului. În plus, proprietățile de izolare ale sistemului cu suspensie trebuie să fie astfel, încît, la o frecvență de excitație de 40 Hz, să se transmită carcasei mai puțin de 10% din vibrația suportului. Proiectarea se face prin alegerea succesivă a unor parametri și încercări conform [2]. Folosind aceste date inițiale se obține un factor de transmisibilitate $C = 0{,}08$ pentru fiecare din cele trei amortizoare. Metoda se pretează foarte bine calculului numeric pentru realizarea optimă a aparatului.

Ansamblul biodozatorului este reprezentat în figura 3 și se compune din seringă **1**, biodozator **2**, și minicalculator **3**. De la tastatura calculatorului se comandă numărul de pași (cantitatea de lichid) și timpul între doi pași succesivi. Există și o variantă cu co-

mandă manuală avînd un buton pentru reglarea numărului de paşi pe unitatea de timp.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină.

[2] *Haris, C., Cude, C.:* Şocuri şi vibraţii Vol. I şi III. Ed. tehnică, Bucureşti, 1968.

[3] *Halanay, A., Wexler, D.:* Teoria calitativă a sistemelor cu impulsuri. Ed. academiei, 1968.

[4] * * *: Documentaţie de la firmele — B. Braun — RFG; Du Pont — USA; — Honeywell — USA.

CZ : 621.954

Măsurarea ovalităţii alezajelor şi evidenţierea cauzelor de determinare reală

Ing. Adrian **OLARU** — Intreprinderea Optica Română

Determinarea analitică

Alezajul de măsurat să presupunem că are o eroare foarte mică măsurabilă deci un alezaj formă de elipsă :

$a—b=\varepsilon$ unde $\varepsilon>0$ şi vrem să determinăm această eroare ε cu ajutorul unui micrometru de alezaje cu contact în trei puncte **A, B, C,** iar unghiul pe jumătate în punctul **A** este α (fig. 1).

Micrometrul cu trei puncte, formînd unghiuri constante între ele, măsoară lungimea uneia dintre cote :

$\overline{AB}=C_1=\overline{AC}$ a triunghiului **ABC** isoscel (sau echilateral), cu latura a treia egală deci

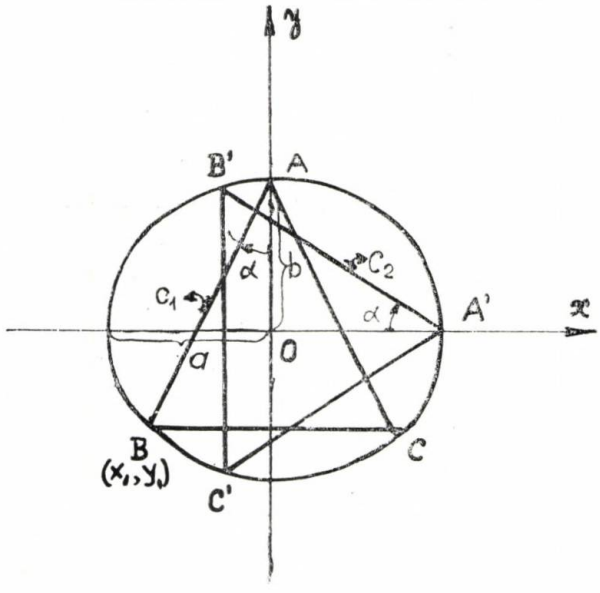


Fig. 1 Schema geometrică de măsurare cu contact în trei puncte.

sau mai mică. Presupunînd cele două cote AB şi BC formînd între ele un unghi 2α constant, ne interesează cît va trebui să fie valoarea $\overline{AB}=C_1$ pentru determinarea lui ε cu maximă precizie.

Considerăm două cazuri extreme şi anume acelea cînd punctul **A** al triunghiului **ABC** se află succesiv :

1) pe axa mică a elipsei ($\triangle$ ABC);
2) pe axa mare a elipsei devenind A' ($\triangle$ A' B' C').

Ne propunem, referindu-ne la figura 1 deci, de a determina lungimea celor doi vectori C_1 şi C_2, corespunzătoare poziţiilor mai sus menţionate şi de a stabili diferenţa $C_1—C_2$ şi în final, de a compara această diferenţă cu ovalitatea reală a elipsei pe care o putem defini prin relaţia :

$$2a—2b=2\varepsilon \qquad (1)$$

Deci vom putea scrie, plecînd de la ecuaţia elipsei :

$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1\rightarrow y=\pm\frac{b}{a}\sqrt{a^2-x^2} \qquad (2)$$

Vom scrie coordonatele pentru punctul **A** $(0,\ b)$ iar pentru punctul **B** de pe elipsă $(x_1\ y_1)$.

Rezultă relaţiile următoare :

$$x_1=c_1\sin\infty \text{ unde } c_1\cos\alpha=b+y_1=$$

$$=b+\frac{b}{a}\sqrt{a^2-x_1^2}$$

$$ac_1\cos\alpha—ab=b\sqrt{a^2—x_1^2}$$

Rezultă :

$$C_1=\frac{2a^2b\cos\alpha}{a^2\cos^2\alpha+b^2\sin^2\alpha} \qquad (3)$$

Se deduce în mod analog :

$$C_2=\frac{2ab^2\cos\alpha}{a^2\sin^2\alpha+b^2\cos^2\alpha}$$

Vom obține în continuare :

$$C_1 - C_2 = 2ab \cdot \frac{(a^3 - b^3)\cos\alpha \sin^2\alpha - (a^2b - ab^2)\cos^3\alpha}{(a^4 + b^4)\sin^2\alpha\cos^2\alpha + a^2b^2(\sin^4\alpha + \cos^4\alpha)}$$

Înlocuind b prin valoarea sa : $b = a - \varepsilon$ și remarcînd că ε fiind, prin ipoteză, foarte mic în raport cu a, vom putea neglija toți termenii conținînd pe ε la o putere superioară lui 1 vom obține :

$$b^2 = a^2 - 2a\varepsilon$$

$$b^3 = a^3 - 2a^2\varepsilon$$

$$b^4 = a^4 - 4a^3\varepsilon$$

Înlocuind și simplificînd avem :

$$C_1 - C_2 = \frac{2(a-\varepsilon)\varepsilon\cos\alpha(3\sin^2\alpha - \cos^2\alpha)}{a - 2\varepsilon} \qquad (4)$$

In continuare studiind raportul $\frac{\varepsilon}{a}$ de ordinul a 1/1000, vom putea să-l neglijăm. Deci pentru $(a - \varepsilon)$ și $(a - 2\varepsilon)$ raportul acestora va fi :

$$\frac{a-\varepsilon}{a-2\varepsilon} = \frac{a\left(1 - \frac{\varepsilon}{a}\right)}{a\left(1 - \frac{2\varepsilon}{a}\right)} \cong 1$$

De unde :

$$C_1 - C_2 = 2\varepsilon\cos\alpha(3\sin^2\alpha - \cos^2\alpha) \qquad (4')$$

Vom forma raportul dintre valoarea determinată și valoarea reală a ovalității. Fie K acest raport :

$$K = \frac{C_1 - C_2}{2(a-b)} : \frac{C_1 - C_2}{2\varepsilon} =$$

$$= \cos\alpha(3\sin^2\alpha - \cos^2\alpha) \qquad (5)$$

Definim deci : $K = E_r + 1$ și $K[\%] = E_r[\%] + 100$.

Ne propunem să calculăm în procente % eroarea relativă între valoarea determinată a ovalității simbolizată prin $C_1 - C_2$ și valoarea reală 2ε :

$$E_r = 100 \cdot \frac{(C_1 - C_2) - 2\varepsilon}{2\varepsilon},$$

eroarea relativă fiind :

$$E_r = \frac{v_d - v_r}{v_r}$$

unde :

v_d = valoarea determinată ;

v_r = valoarea reală.

$E_r = 100\ K - 100$ sau valoarea erorii relative în % :

$$E_r = 100\cos\alpha(3\sin^2\alpha - \cos^2\alpha) - 100 \qquad (6)$$

Cu ajutorul formulelor (5) și (6) vom putea calcula ușor valorile numerice ale lui E_r și K.

Studiul grafic

Vom reprezenta curbele de variație pentru E_r și K (fig. 2).

Se observă imediat că pentru un micrometru cu contact în trei puncte, ce determină un triunghi echilateral cu unghiul la vîrfuri

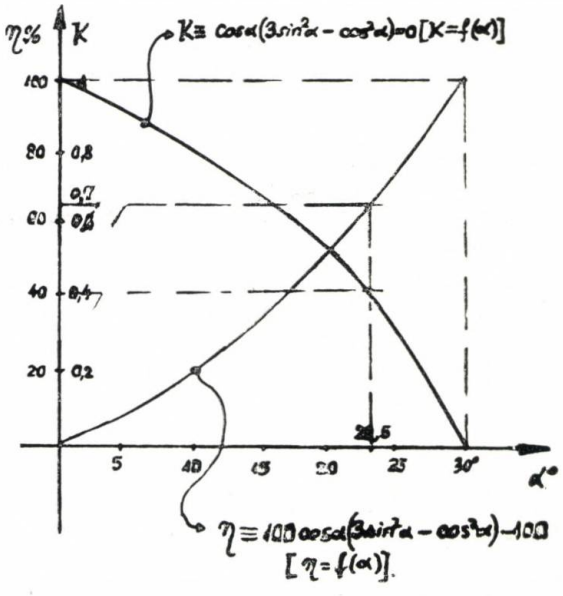


Fig. 2 Graficele curbelor $E_r = f(\alpha)$ și $K = f(\alpha)$.

de 60°, deci $\alpha = 30°$, eroarea relativă este [100 %] K, definit de valoarea raportului dintre diferența celor două măsurări cu punctul de contact pe axa mică, respectiv pe axa mare a elipsei este nul. Această valoare este dată de valoarea ecuațiilor (4) sau (5).

Unghiul α pentru care eroarea absolută a alezajelor K, va fi nulă, ceea ce ar fi însemnat o determinare defectuoasă, deci fără a putea pune în evidență ovalitatea elipsei, ar fi putut fi determinat prin, rezolvarea ecuației trigonometrice.

$K = 0$ și anume : $\cos\alpha(3\sin^2\alpha - \cos^2\alpha) = 0$

Concluzii

Cu un micrometru cu trei puncte de contact la cîte 120° ($\alpha = 30°$) este imposibil de a determina o ovalitate presupusă eliptică. Oricare ar fi poziția micrometrului, vom măsura întotdeauna aceeași cotă reprezentată prin valoarea :

$$| C_1 - C_2 |_{\alpha = 30°} = a\sqrt{3}$$

Deci :

$$| C_1 - C_2 |_{\alpha = 30°} = | 2a \cos \alpha |_{\alpha = 30°} = a\sqrt{3}$$

Din contră pentru toate valorile lui $\alpha < 30°$, eroarea relativă este diminuată în timp ce diferența între cele două măsurări crește (ușor de evidențiat urmărind graficele din figura 2). Ca exemplificare a determinării să luăm anumite cazuri și anume :

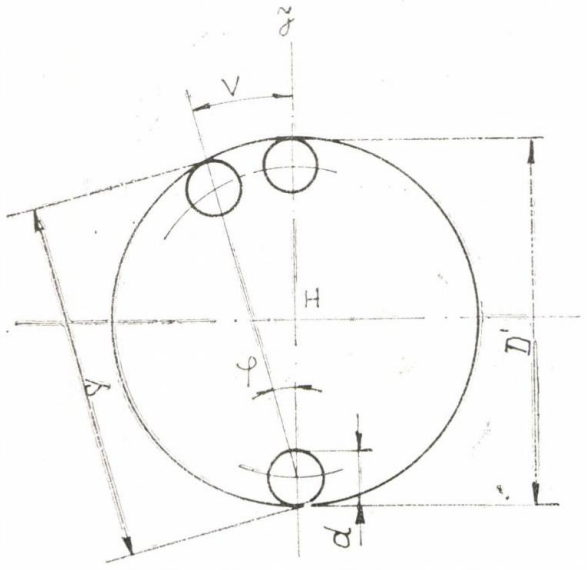


Fig. 3 Schema geometrică de măsurare cu contact în două puncte.

— pentru un micrometru cu trei puncte la distanțe inegale, două sînt situate pe două axe perpendiculare, deci pentru $\alpha = 22°30'$ rezultă $K = 0{,}4$. $E_r = 63\%$, o eroare relativă destul de apreciabilă ;

— pentru $\alpha = 7°30'$, deci două puncte foarte apropiate, $E_r = 10\%$ iar $K = 0{,}9$ ceea ce permite a aprecia o ovalitate de 10% (cu o precizie deci de determina în limită a 10%).

— cînd $\alpha = 0°$ obținem limita cu micrometrul cu două puncte de contact care ne va permite să măsurăm real mărimea celor două cote C_1 și C_2 care pot să devină egale și deci determinarea să se facă în domeniul real ; cu axa mare, respectiv axa mică a elipsei, cu condiția ca axa instrumentului să treacă prin centrul elipsei.

Eliminarea erorii se obține ușor prin balansarea instrumentului în planul axei alezajului așa fel încît determinarea să fie maximă. Balansarea aceasta are ca efect suprimarea considerabilă a efortului pe vîrfuri. Eroarea finală prin măsurarea cu două puncte de contact ar putea fi :

$E_f =$ **(2÷3)** E_r **cifră practic neglijabilă unde** $E_f = -\frac{1}{2}(D'-d)\ \varphi^2$, **cu semnificațiile din figura 3.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I., Dragu, N.* : Toleranțe și măsurători tehnice, Editura didactică și pedagogică, București, 1969.

[2] *Diaconescu, Gh.* : Tehnologia mecanicii fine, Editura tehnică, București 1969.

[3] * * * : Revue pratique de contrôle industriel, 1970.

[4] *Fayard, G.,* : Les fabrications mécaniques à partir des equations mathématiques des objets à réaliser.
La Technique Moderne. Avril, 1961.

CZU : 621.833

Utilizarea calculatorului pentru studierea roților dințate, cu profil în eloventă, pentru mecanica fină

Dr. ing. Adrian **PASCU**, ing. Eugen **GRECU** — Institutul Politehnic București

Probleme generale

Roțile dințate se numără printre elementele constructive cele mai răspîndite în construcția mecanismelor și aparatelor de mecanică fină, fapt care justifică interesul deosebit acordat studiului profilului pentru dantura acestor roți. Principalele cerințe impuse profilului roților dințate de modul mic sînt [1], [2]:

— posibilitatea realizării prin rulare a unui număr mic de dinți, fără subtăiere, pentru a putea obține rapoarte de transmitere mari ;

— insensibilitatea față de impreciziile de fabricație, mai ales la variația distanței dintre axe ;

— menținerea constantă a raportului de transmitere și asigurarea unui grad de acoperire mai mare decît unu ;

— poziționarea convenabilă a începutului și sfîrșitului angrenării pentru a asigura un randament ridicat ;

— variația redusă a randamentului în cursul angrenării ;

— joc radial mare între capul dintelui și cercul interior al roții conjugate ;

— posibilitatea obținerii unor angrenaje foarte precise, fără joc de flanc, precum și a unora cu un joc de flanc mare, impus pentru interschimbabilitatea de montaj a produselor de serie mare.

Cu excepția terenului de angrenaje amplificator utilizat în orologeria mecanică, unde profilul cicloidal aproximativ (norma NSH 56702—4) asigură o valoare constantă a momentului pe tot parcursul angrenării, pentru toate celelalte aplicații din construcția de aparate, profilul în evolventă este mai avantajos, fiind utilizat aproape în exclusivitate.

Cremaliere de referință pentru mecanica fină

Pentru profilul în evolventă utilizat la danturile cu modul mic, sub 1 mm, s-au propus numeroase cremaliere de referință, care încearcă să satisfacă printr-un profil normalizat unic cerințele diverse, adesea contradictorii, impuse acestei danturi. Soluțiile propuse se pot fi reduse la două concepte principale [3].

1. Mărirea înălțimii capului dintelui, însoțită de mărirea jocului radial, de fund, soluție adoptată de normele **DIN, TGL, GOST.** În figura 1 este reprezentat, spre exemplificare, profilul cremalierei de referință DIN 58400/67 la care, atunci cînd este necesar, jocul lateral de flanc se obține prin corijarea negativă a danturii, sau, mai rar, prin modificarea distanței dintre axe.

2. Utilizarea a două cremaliere de referință, dintre care una fără joc, la care grosimea dintelui este egală cu cea a golului, iar alta

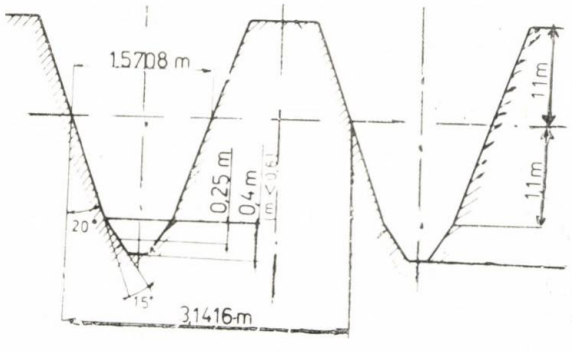


Fig. 1 Cremaliera de referință conform DIN 58400.

cu joc, la care grosimea dintelui este mai mică decît golul. Această soluție a fost adoptată de normele britanice și americane, fiind impusă și de normele Centrului tehnic de orologerie din Franța. În figura 2 este reprezentant ca exemplu profilul cremalierelor de referință **BS 978/68.** La cremaliera cu joc grosimea dintelui este $s_t = 0{,}45 \cdot \pi \cdot$ m, iar cea a golului este $s_0 = 0{,}55 \cdot \pi \cdot$ m, obținîndu-se astfel un joc nominal de flanc egal cu $0{,}1 \cdot \pi \cdot$ m. Capul dintelui poate fi terminat cu racordare sau teșitură.

După cum rezultă din figura 1 și figura 2, toate aceste cremaliere de referință utilizează un unghi de angrenare $\alpha_0 = 20$, fapt care le

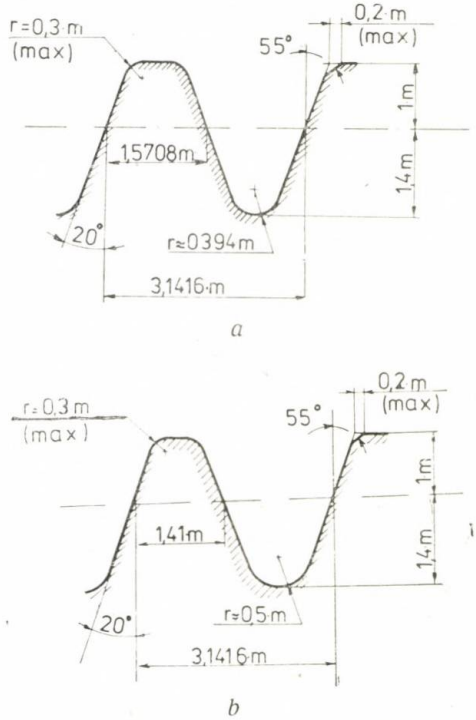


Fig. 2 Cremaliera de referință conform BS 978.

asigură compatibilitatea cu dantura normalizată în construcția de mașini. În ambele cazuri, jocul radial de fund, se obține prin mărirea înălțimii piciorului dintelui, avînd pentru modulele $m < 0{,}6$ mm aceeași valoare, $c = 0{,}4$ m.

Pentru a obține o imagine intuitivă asupra formei dintelui, funcție de profilul cremalierei sculă folosite pentru danturare, precum și funcție de numărul de dinți și deplasarea specifică a profilului, s-a utilizat un program de calcul, care simulează pe plotter, cu ajutorul calculatorului, generarea dintelui prin rulare, prin angrenarea cu cremaliera sculă. Programul a fost implementat pe calculatorul *HP 9830* al Catedrei de mecanică fină din I.P.B.

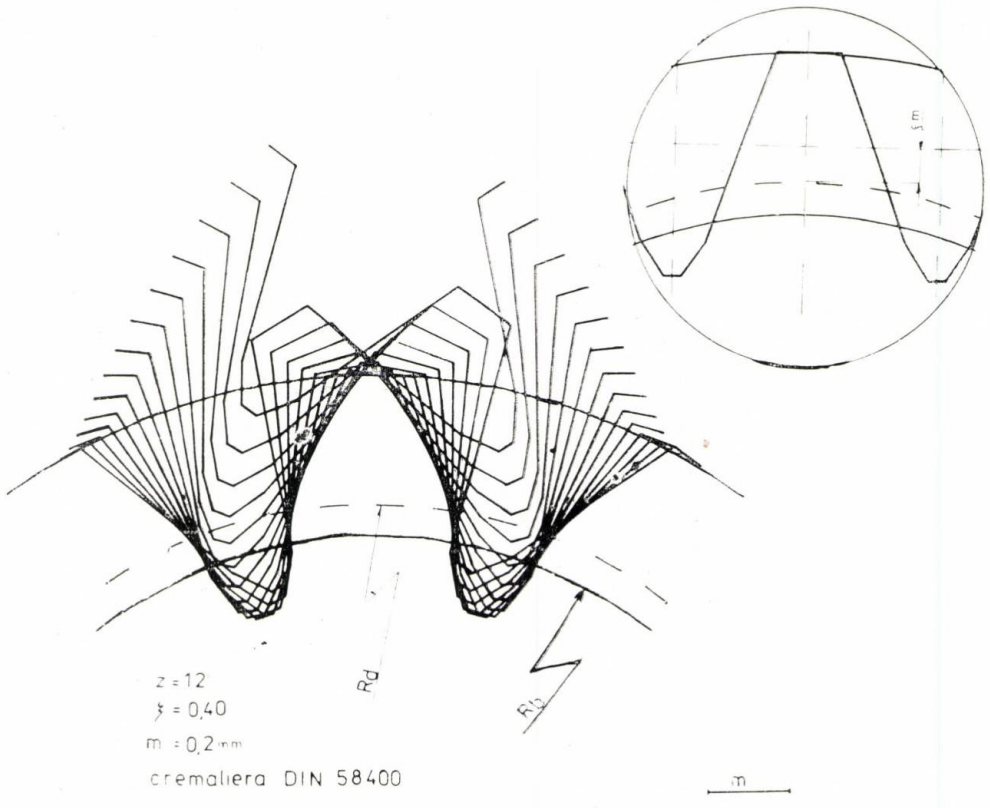

z = 12
ξ = 0,40
m = 0,2 mm
cremaliera DIN 58400
Rd
Rb
m

Fig. 3 a

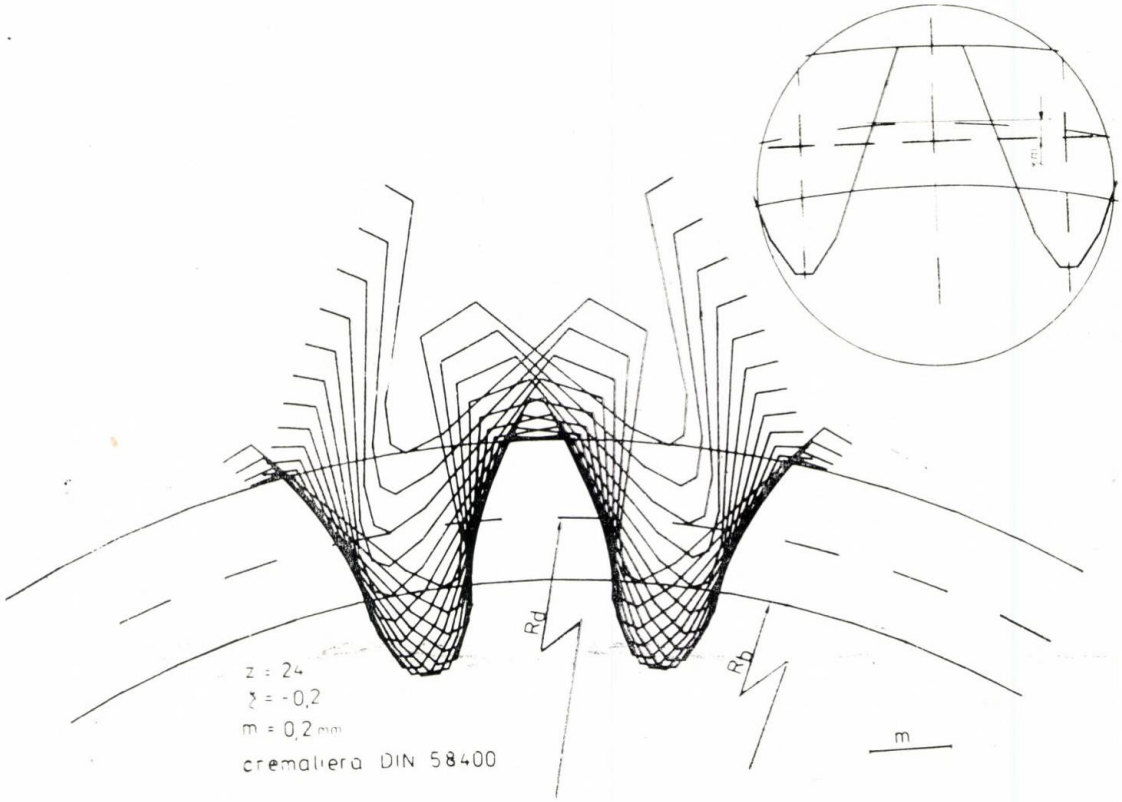

z = 24
ξ = -0,2
m = 0,2 mm
cremaliera DIN 58400
Rd
Rb
m

Fig. 3 b

Fig. 3 c

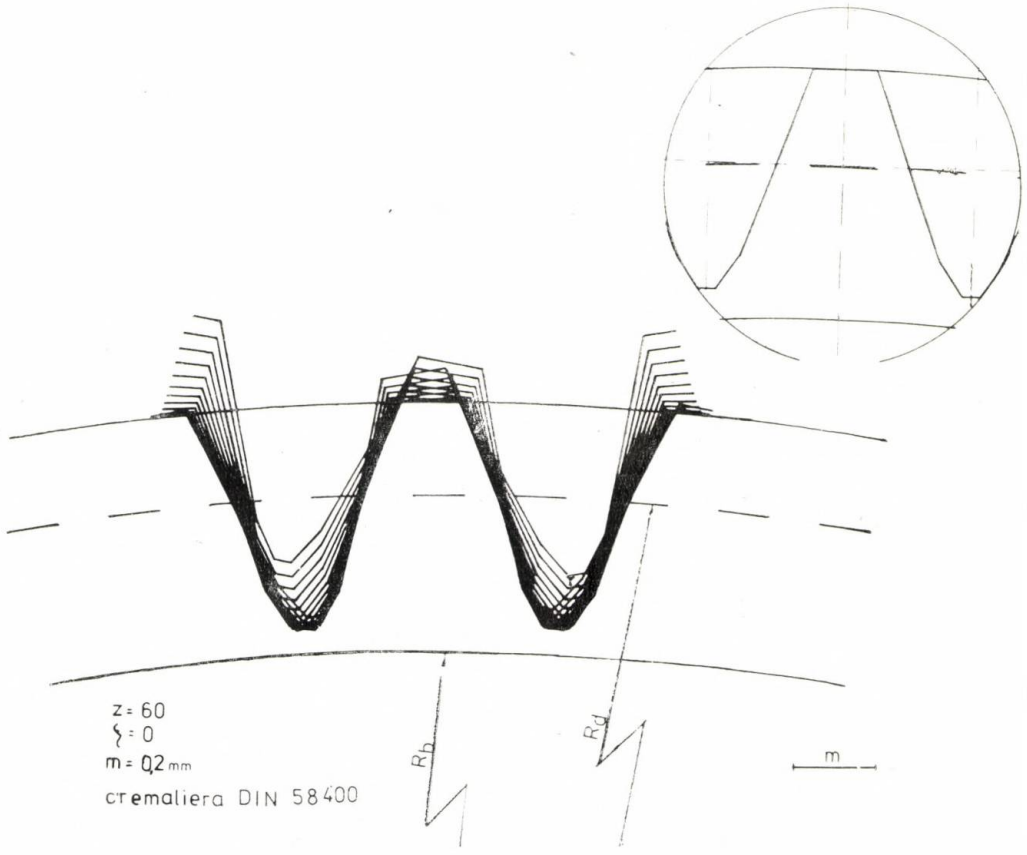


Fig. 3 d

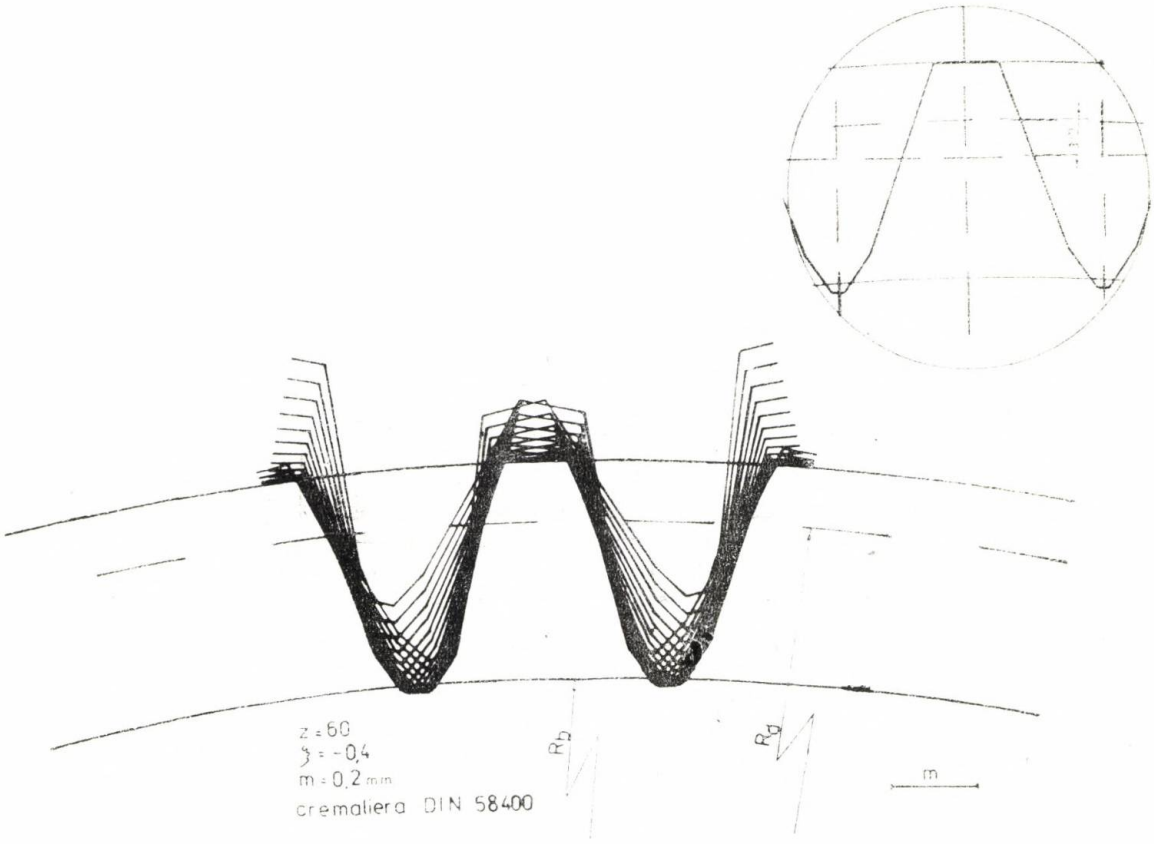


Fig. 3 Profile de dinți generate cu o sculă cu profilul conform cremalierei DIN 58400 (fig. 1).

În figurile 3 a, b, c, d sînt reprezentate profile de dinți obținute cu o sculă avînd profilul conform cremalierei de referință *DIN* 58400.

În figurile 4 a, b, c, sînt reprezentate profile de dinți rezultate prin angrenarea cu o sculă avînd profilul conform cremalierii de referință fără joc *BS 978*.

În figurile 5 a, b, c, sînt ilustrate profile de dinți rezultate prin angrenarea cu o sculă cu profilul conform cremalierei de referință cu joc *BS 978*.

În vignetele din colțul din dreapta s-a indicat, pentru fiecare caz, poziția cremaliereisculă față de cercul de divizare al roții. Acest mod de a construi profilul dintelui, identic cu profilul real generat de scula-cremalieră, prezintă avantajul unei informări complete asupra formei dintelui, inclusiv în zonele de la piciorul dintelui. Aceste zone, generate de capul racordat sau teșit al cremalierei și care se află uneori sub cerul de bază al roții, au profilul descris de o curbă a cărei exprimare analitică este dificilă.

Dacă se consideră că atît flancul cît și suprafața frontală a dintelui sînt generate din aceeași prelucrare, atunci numărul minim de dinți ce poate fi prelucrat, respectînd condiția neascuțirii dintelui, este $z=12$ pentru cremaliera **DIN 58400** și $z = 10$ și 12 pentru cremaliera **BS 978** fără joc și respectiv cu joc. In practică s-a constatat că pentru unele angrenaje reductoare (de exemplu de numărătoare) se pot utiliza în bune condiții și roți dințate cu $z=8$ dinți, obținute prin prelucrarea cu cremaliera fără joc **BS 978**, chiar fără o scurtare suplimentară a capului dintelui **3** (fig. 4 a).

Pentru cremeliera **DIN 58400,** trebuie să se menționeze ca un dezavantaj major faptul că înălțimea mare a piciorului dintelui, pentru module foarte mici, ($m<0{,}6$ mm), duce la o ascuțire pronunțată a vîrfului sculei și deci la o uzare mult mai rapidă a acestuia în comparație cu sculele conform **BS 978,** mai ales în condițiile utilizării cremalierei cu joc.

Jocul lateral, de flanc, din angrenaje

În cazul angrenajelor pentru care se impune o funcționare fără joc, sau cu un joc foarte redus, dacă nu se folosesc soluții constructive speciale de preluare a jocurilor cu ajutorul arcurilor [1], se va folosi întodeauna o cremalieră simetrică, fără joc — danturile reprezentate în figurile 3 și figurile 4. Valoarea maximă Δa cu care poate fi mărită dis-

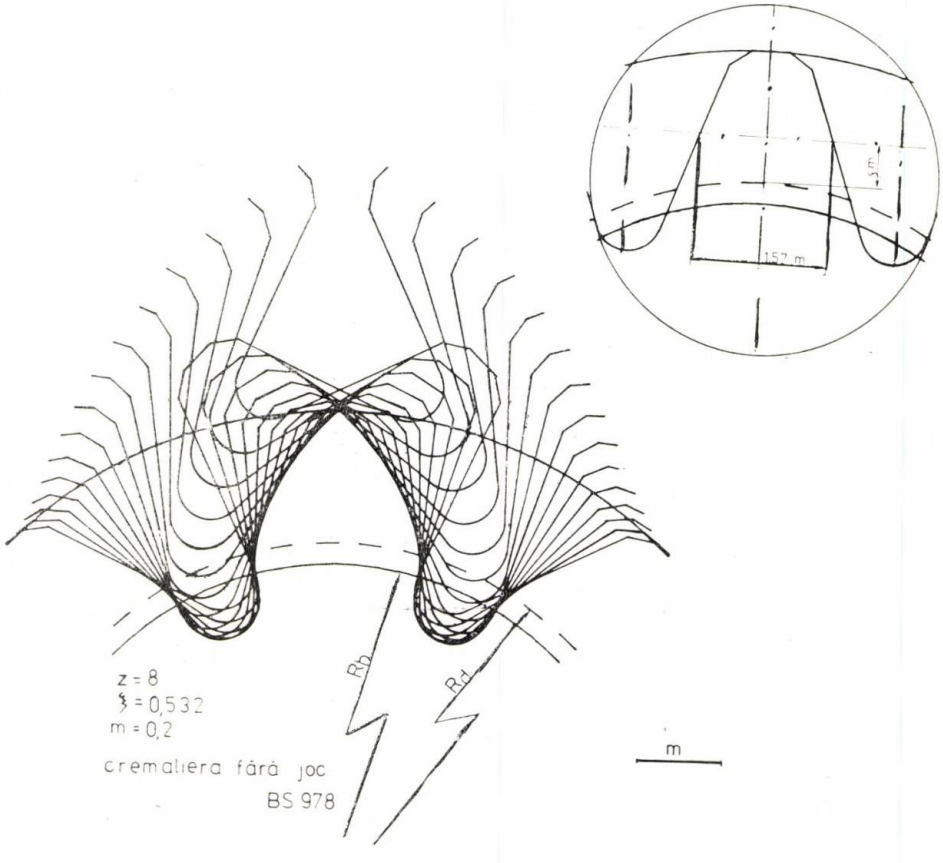


Fig. 4 a

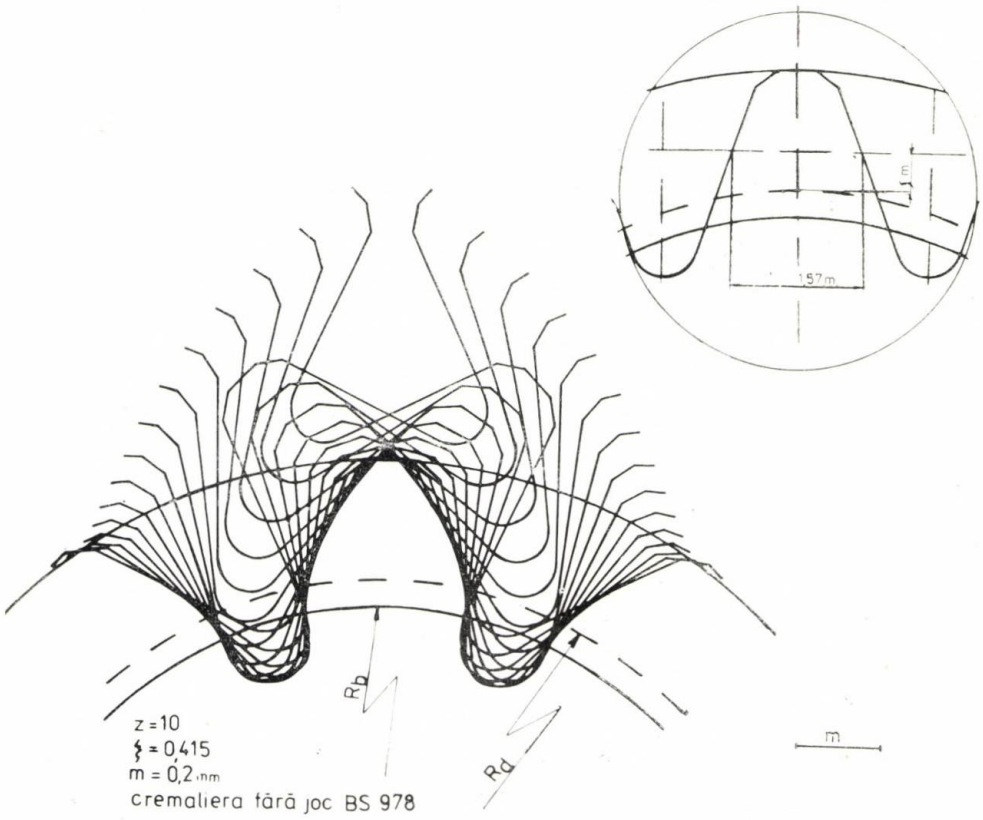


Fig. 4 b

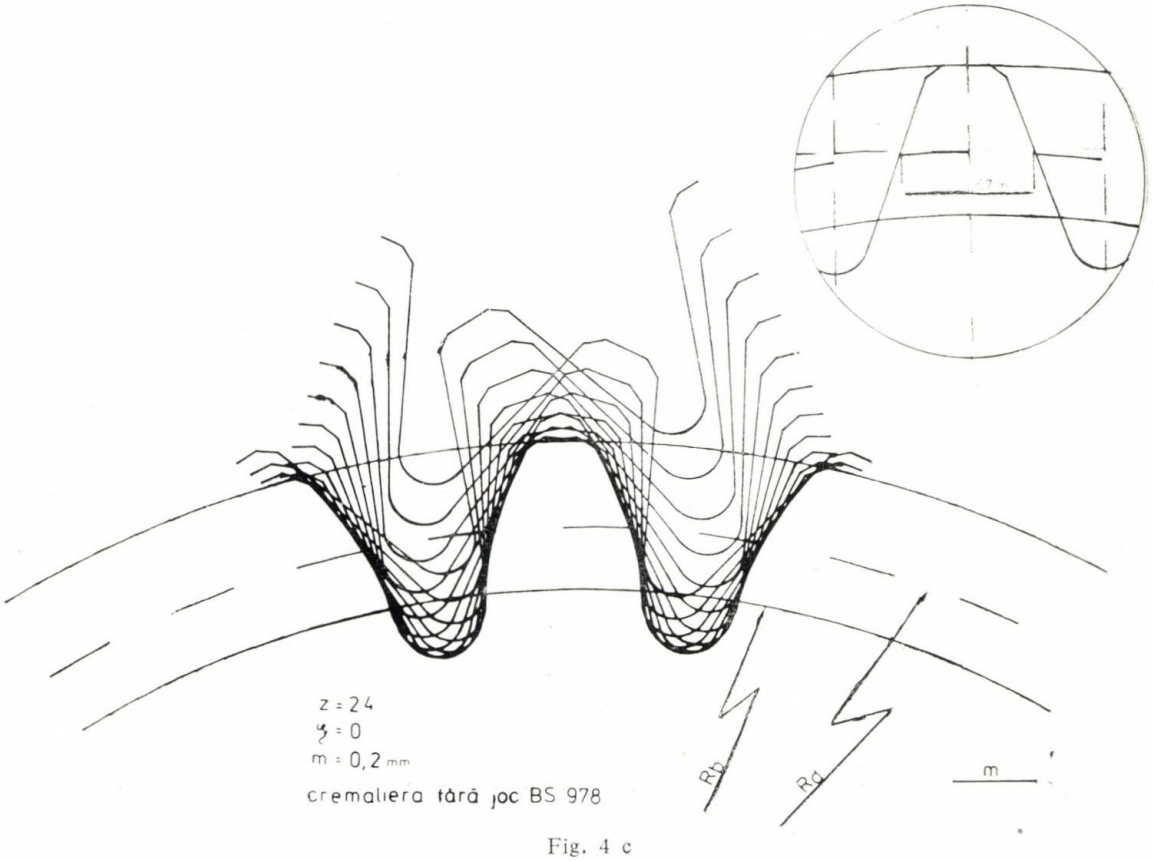


Fig. 4 c

Fig. 4 Profile de dinți generate cu o sculă cu profilul conform cremalierei BS 978 fără joc (fig. 2 a).

tanța dintre centre, peste care apare angrenarea pe muchie [2], iar gradul de acoperire devine egal cu unu, are valoarea dată de [3]:

$$\Delta a_{(\varepsilon=1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(A+B-2\pi\cos\alpha)^2 - (Z_1+Z_2)^2\sin^2\alpha}{\sqrt{(A+B-2\pi\cos\alpha)^2+(Z_1+Z_2)^2\cos^2\alpha} - (Z_1+Z_2)} \quad (1)$$

unde:

$$A = Z_1\sqrt{1+2\left(\frac{\xi_1+f_1}{Z_1}\right)-\cos^2\alpha}\ ;$$

$$B = Z_2\sqrt{1+2\left(\frac{\xi_2+f_2}{Z_2}\right)-\cos^2\alpha}\ ,$$

unde:

ξ_1, ξ_2 — coeficienții de deplasare ai profilului;
f_1 f_2 — coeficienții de înălțime ai capului dintelui;
α — unghiul inițial de angrenare.

Dacă se consideră $f_1 = f_2 = f_0$, atunci pentru două angrenaje cu aceleași valori z_1, z_2, ξ_1, ξ_2, distanța permisă de dantura prelucrată cu cremaliera **DIN 58400** va fi mai mare decît cea permisă celei prelucrate cu cremaliera **BS 978,** care are înălțimea capului dintelui mai mică ($f_{0(DIN)} = 1{,}1$; $f_{0(BS)} = 1$). În această situație, cremaliera **DIN 58400** este mai indicată, deoarece asigură o lungime mai mare a liniei de angrenare, permițînd deci o toleranță mai mare pentru variația distanței dintre axe.

Pentru un număr mare de aplicații, în condițiile unei producții de serie mare, se impune ca pentru asigurarea interschimbabilității la montaj, între dinții celor două roți ce formează angrenajul să existe un joc de flanc mărit. În cazul unei cremaliere simetrice, acest joc se obține de obicei prin deplasarea negativă a sculei la prelucrare, păstrînd apoi nemodificată distanța nominală dintre centre. Valoarea corijării negative, necesară pentru obținerea unui joc de flanc j are valoarea [4] dată de:

$$\xi_1+\xi_2 = \frac{\operatorname{inv}\alpha_x - \operatorname{inv}\alpha_0}{2\cdot\operatorname{tg}\alpha_0}(Z_1+Z_2) \quad (2)$$

unde α_x este dat de relația:

$$\cos\alpha_x = \frac{\cos\alpha_0(Z_1+Z_2)\sin\alpha}{[(Z_1-Z_2)\cos\alpha_0\operatorname{tg}\alpha - j/m]}\ , \quad (3)$$

α fiind unghiul inițial de angrenare.

Valorile obținute pe calculator, cu ajutorul formulelor (2) și (3), pentru cazul danturii necorijate sau corijate simetric ($\alpha = \alpha_0$)

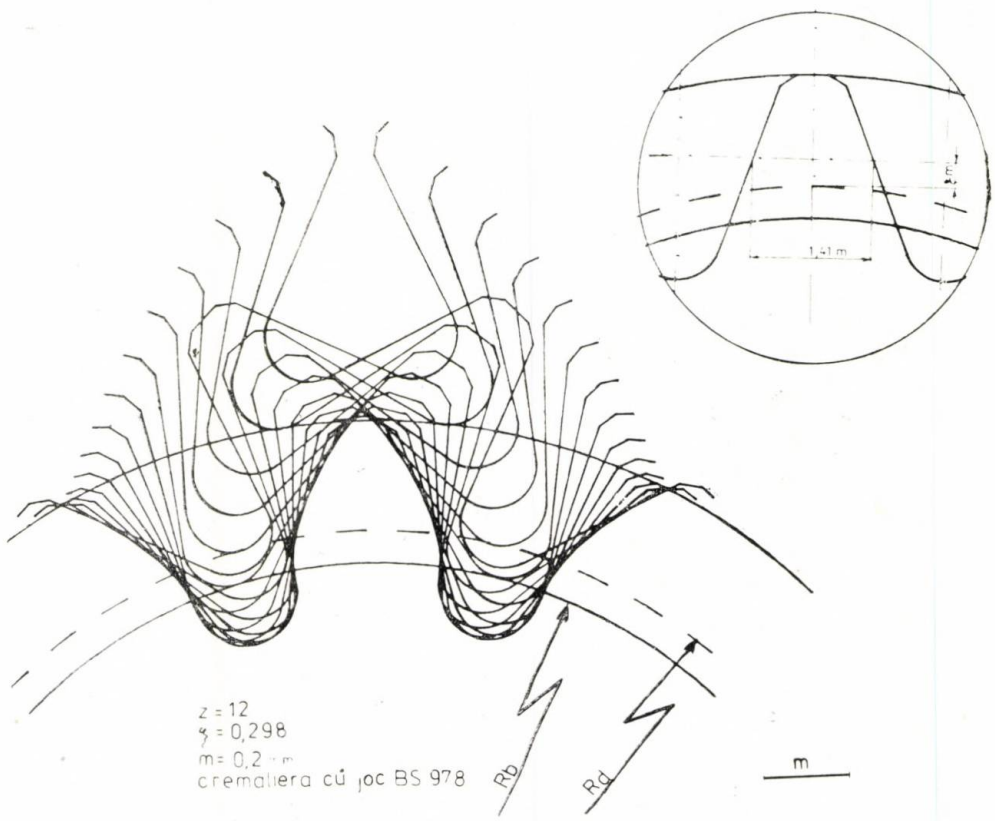


Fig. 5 a

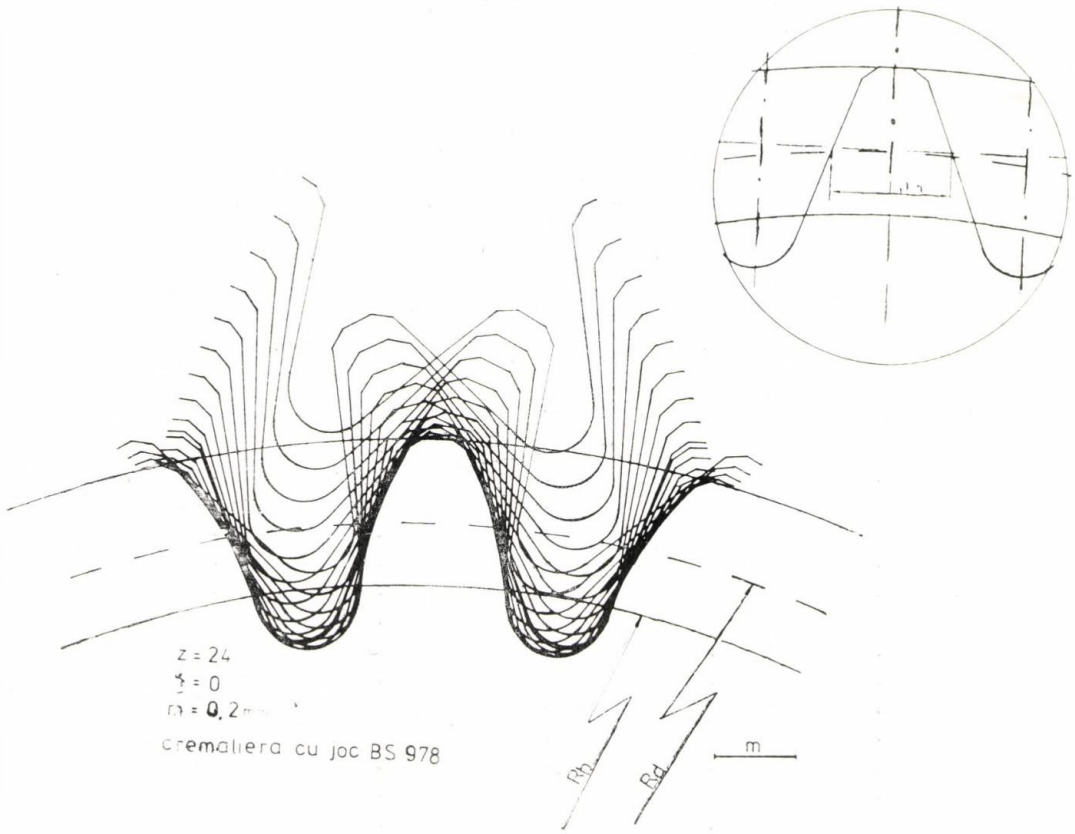


Fig. 5 b

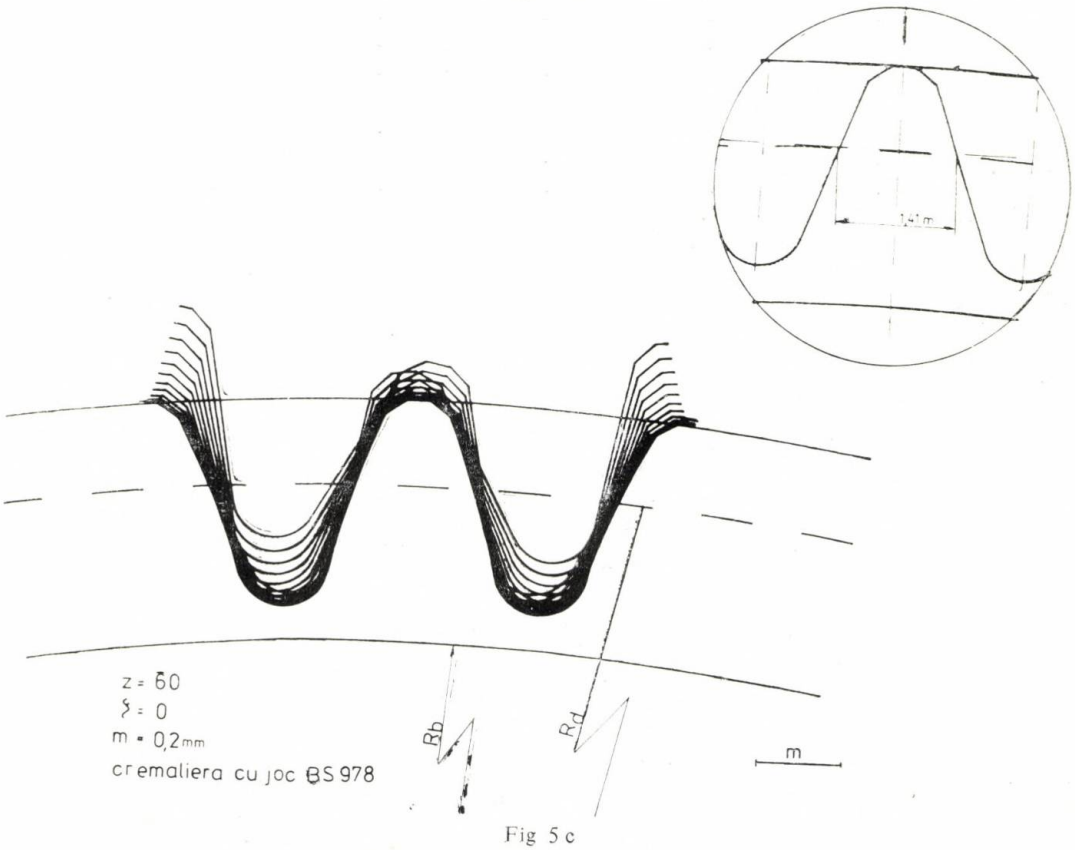


Fig 5 c

Fig. 5 Profile de dinți generate cu o sculă cu profilul conform cremalierei BS 978 cu joc (fig. 2 b) .

sînt prezentate în tabelul 1, funcție de numărul de dinți pentru diferite valori ale jocului j. Această corijare negativă poate fi împărțită între cele două roți, însă în condițiile în care pinionul a fost corijat pozitiv pentru evitarea subtăierii sau a ascuțirii din-

(1). Se poate observa că pentru angrenajele la care necesitățile producției de serie mare impun existența unui joc de flanc mare, spre exemplu la contoare, numărătoare, mecanisme de jucării, utilizarea cremalierei cu joc este mai avantajoasă.

Valoarea deplasării specifice a profilului necesar pentru obținerea jocului de flanc, în funcție de mărimea jocului și de numărul de dinți z_1 și z_2 al roților dințate.

Tabelul 1

Z_1+Z_2	$\xi_1+\xi_2$				
	$j=0{,}1$ m	$j=0{,}2$ m	$j=0{,}3$ m	$J=0{,}4$ m	$j=0{,}5$ m
30	— 0.1406	— 0.2692	— 0.3840	— 0.4828	— 0.5614
40	— 0.1420	— 0.2753	— 0.3990	— 0.5121	— 0.6130
50	— 0.1429	— 0.2789	— 0.4075	— 0.5282	— 0.6401
60	— 0.1435	— 0.2812	— 0.4130	— 0.5384	— 0.6569
70	— 0.1439	— 0.2829	—0. 4168	— 0.5455	— 0.6685
80	— 0.1441	— 0.2841	— 0.4197	— 0.5507	— 0.6769
90	— 0.1444	— 0.2850	— 0.4219	—0. 5547	— 0.6833
100	— 0.1446	— 0.2858	— 0.4236	— 0.5578	— 0.6883
110	— 0.1447	— 0.2864	— 0.4250	— 0.5604	— 0.6924
120	— 0.1448	— 02869	— 0.4261	— 0.5625	— 0.6958
130	— 0.1449	— 0.2873	— 0.4271	— 0.5642	— 0.6986
140	— 0.1450	— 0.2877	— 0.4280	— 0.5658	— 0.7010
150	— 0.1451	— 0.2880	— 0.4287	— 0.5671	—0. 7031
160	— 0.1452	— 0.2883	— 0.4293	— 0.5682	— 0.7049
170	— 0.1452	— 0.2885	— 0.4299	— 0.5692	— 0.7065
180	— 0.1453	— 0.2888	— 0.4304	— 0.5701	— 0.7079
190	— 0.1453	— 0.2889	— 0.4308	— 0.5709	— 0.7091
200	— 0,1454	— 0.2891	— 0.4312	— 0.5716	— 0.7102
210	— 0.1454	— 0.2893	— 0.4316	— 0.5722	— 0.7113
220	— 0.1455	— 0.2894	— 0.4319	— 0.5728	— 0.7122
230	— 0.1455	— 0.2895	— 0.4322	— 0.5733	— 0.7130
240	— 0.1455	— 0.2897	— 0.4324	— 0.5738	— 0.7138

telui, această corijare va trebui să fie suportată numai de roată. Cota peste n dinți, necesară apoi pentru controlul de atelier al danturii se determină cu relația cunoscută:

$$W = m\cos\alpha_0[\pi(n-0{,}5)+Z\,\mathrm{inv}\,\alpha_0]+ \\ +2\cdot\xi\cdot m\sin\alpha_0 \qquad (4)$$

valoarea ce se tabelează ușor funcție de numărul de dinți ai roții controlate z și funcție de valoarea deplasării profilului.

Pentru obținerea jocului de flanc $j=0{,}31\cdot$ m, care rezultă prin folosirea cremalierei cu joc **BS 978**, în cazul danturii prelucrate cu o cremalieră **DIN 58400** va fi necesară o deplasare negativă de circa $0{,}4\cdot$ m. Pentru angrenajul nedeplasat sau deplasat simetric, această deplasare duce la o scurtare mare a înălțimii capului dintelui (fig. 3 d), fapt care duce la pierderea avantajului inițial al cremalierei **DIN** prin micșorarea lungimii liniei de angrenare și deci și a toleranței posibile la variația distanței dintre axe,

Pentru angrenajele reductoare ce transmit momente importante, de exemplu minireductoare, în condițiile utilizării oricăreia din cremaliere, este indicată executarea unor corijări suplimentare pozitive, care îmbunătățesc valoarea rendamentului și rezistența dintelui. Astfel de corijări pozitive, care afectează distanța dintre axe, sînt prevăzute de exemplu de sistemul + 0,5 normalizat de **DIN 3994, 3995** precum și de normele **CETEHOR.**

Concluzii

Metoda generării profilului dintelui, prin simularea cu ajutorul calculatorului și plotterului a angrenării roții cu cremaliera sculă, furnizează o imagine completă asupra configurației dintelui, fapt care este foarte util în aprecierea și compararea diverselor soluții posibile în rezolvarea problemelor angrenării. Astfel, rezultă că pentru obținerea unor jocuri de flanc mărite, în cazul angrenajelor zero nedeplasate sau deplanate simetric, este mai avantajoasă utilizarea cremalierei cu joc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1976, pag. 379-419.

[2] *Tudor, D.:* Contribuții la studiu cinematic, uzura și încercarea roților dințate cu profil în evolventă și modul<1mm. Teză de doctorat, I.P. București, 1972.

[3] *Trylinski, W.:* Fine mechanisms and precision instrumnts. Pergamon Press, 1974, pag. 372-404.

[4] *Hanák, B.:* Ozubení v jemné mechanice a ve stavbě měricich pristroju. In „Jemná mechanica a optica" nr. 8, 1964.

[5] * * *: Normele DIN 58400/67, BS 978/68, CETEHOR.

CZ :

Sinteza analitică a mecanismului patrulater articulat pentru poziții impuse planului bielei

Prof. dr. ing. Iulian **POPESCU** — Universitatea din Craiova

La proiectarea unor mecanisme se impune adeseori ca un element să ocupe succesiv o serie de poziții impuse într-un plan. Pozițiile impuse fiind arbitrare în plan, rezultă că elementul respectiv execută o mișcare plană, deci este o bielă. În lucrarea [1] se expune o metodă analitică de determinare a mecanismului care asigură trecerea bielei unui mecanism patrulater articulat prin 5 poziții impuse, indicîndu-se mersul calculului.

Articolul de față prezintă o metodă originală, mai simplă, de rezolvare a aceleiași probleme, inclusiv un exemplu de calcul, metodă prezentată succint în [2].

Astfel, conform figurii 1, se impun 5 poziții $\mathbf{B}_i\,\mathbf{M}_i$ ale unui segment din planul bielei, cerîndu-se parametrii care determină mecanismul patrulater respectiv.

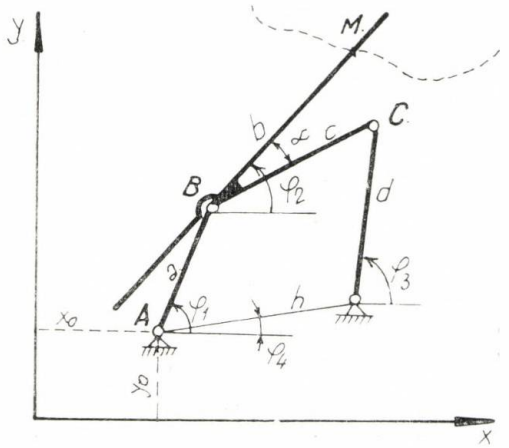


Fig. 1 Mecanismul patrulater articulat

Se constată că dacă se adoptă un punct **M** (x, y) pe segmentul din planul bielei, problema se reduce la sinteza patrulaterului articulat pentru 5 poziții impuse, respectîndu-se și valoarea unghiului φ_2, adică înclinația segmentului din planul bielei. Se pot scrie relațiile :

$$a\cos\varphi_1 + b\cos\varphi_2 = x - x_0 \qquad (1)$$
$$a\sin\varphi_1 + b\sin\varphi_2 = y - y_0,$$

din care, după eliminarea lui φ_1, rezultă :

$$(x - x_0 - b\cos\varphi_2)^2 + (y - y_0 - b\sin\varphi_2)^2 = a^2, \qquad (2)$$

unde x și y sînt funcții de i, iar $i = 1 \ldots 4$.

În sistemul (2) se cunosc valorile coordonatelor lui **M** și unghiului φ_2, urmînd a se determina necunoscutele a, b, x_0, y_0.

Rezolvarea sistemului se face prin metoda Newton-Raphson.

Sistemul (2) se aduce la forma :

$$\begin{aligned} U(i) = {} & x_0^2 + y_0^2 + b^2 - 2x_0x(i) - 2y_0y(i) - \\ & - 2b\,x(i)\cos\varphi_2(i) + 2x_0b\cos\varphi_2(i) - \\ & - 2y(i)\,b\sin\varphi_2(i) + 2y_0b\sin\varphi_2(i) - \\ & - a^2 = -x(i)^2 + y(i)^2, \end{aligned} \qquad (3)$$

cînd $i = 1 \ldots 4$.

$$\underbrace{\begin{vmatrix} \frac{\partial U(1)}{\partial a} & \frac{\partial U(1)}{\partial b} & \frac{\partial U(1)}{\partial x_0} & \frac{\partial U(1)}{\partial y_0} \\ \frac{\partial U(2)}{\partial a} & \frac{\partial U(2)}{\partial b} & \frac{\partial U(2)}{\partial x_0} & \frac{\partial U(2)}{\partial y_0} \\ \frac{\partial U(3)}{\partial a} & \frac{\partial U(3)}{\partial b} & \frac{\partial U(3)}{\partial x_0} & \frac{\partial U(3)}{\partial y_0} \\ \frac{\partial U(4)}{\partial a} & \frac{\partial U(4)}{\partial b} & \frac{\partial U(4)}{\partial x_0} & \frac{\partial U(4)}{\partial y_0} \end{vmatrix}}_{(Q)} \cdot \underbrace{\begin{vmatrix} \delta a \\ \delta b \\ \delta x_0 \\ \delta y_0 \end{vmatrix}}_{(R)} =$$

$$= \underbrace{\begin{vmatrix} -[x(1)^2 + y(1)^2] - U(1) \\ -[x(2)^2 + y(2)^2] - U(2) \\ -[x(3)^2 + y(3)^2] - U(3) \\ -[x(4)^2 + y(4)^2] - U(4) \end{vmatrix}}_{(W)}; \qquad (4)$$

respectiv :

$$(Q)\ (R) = (W),$$

de unde se poate calcula (R) :

$$(R) = (Q)^{-1}\ (W). \qquad (5)$$

Elementele matricei (Q) se calculează astfel :

$$\frac{\partial U(i)}{\partial a} = -2a;$$

$$\frac{\partial U(i)}{\partial b} = 2[b + (x_0 - x(i)) \cos \varphi_2(i) + (y_0 - y(i)) \sin \varphi_2(i)];$$

$$\frac{\partial U(i)}{\partial x_0} = 2[x_0 - x(i) + b \cos \varphi_2(i)];$$

$$\frac{\partial U(i)}{\partial y_0} = 2[y_0 - y(i) + 2b \sin \varphi_2(i)].$$

Similar :

$$W(i) = -[x(i)^2 + y(i)^2 - U(i)],$$

unde :

$$i = 1 \ldots . 4.$$

După fiecare iterație folosită la rezolvarea ecuației (5), se fac înlocuirile :

$$a = a + \delta a;\ b = b + \delta b;\ x_0 = x_0 + \delta x_0;$$

$$y_0 = y_0 + \delta y_0.$$

Date inițiale

Tabelul 1

i	$x(i)$	$y(i)$	$\varphi_2(i)$
1	56	66	52
2	62	80	46
3	67	94	46,5
4	77	114	51
5	90	126	58

Procesul iterativ se oprește cînd diferența dintre două valori succesive ale unei necunoscute, este mai mică ca o valoare ε impusă. Se precizează de asemenea că aproximările soluțiilor inițiale necorespunzătoare pot duce la divergența procesului iterativ. Cu această metodă, pentru datele din tabelul 1, au rezultat valorile prezentate în tabelul 2.

Calculul valorilor a, b, x_0, y_0

Tabelul 2

Iterația	a	b	x_0	y_0
1	45	79	52	15
2	115,28	—89,65	234,62	112,24
3	86,40	— 0,25	145,31	56,93
4	75,35	35,59	109,95	34,50
5	72,91	43,58	102,08	29,59
6	72,785	44,017	101,655	29,229
7	72,785	44,019	101,654	29,229

În continuare, din ecuațiile (1) se calculează φ_1 pentru cele 5 poziții impuse :

$$\varphi_1(i) = \arccos\left[\frac{x(i) - x_0 - b\cos\varphi_2(i)}{a}\right] \qquad (6)$$

Pe baza figurii 1 se mai pot scrie relațiile :

$$a \cos \varphi_1 + c \cos(\varphi_1 - \alpha) = h \cos \varphi_4 + d \cos \varphi_3; \qquad (7)$$

$$a \sin \varphi_1 + c \sin(\varphi_2 - \alpha) = h \sin \varphi_4 + d \sin \varphi_3,$$

din care se elimină φ_3, rezultînd :

$$[a \cos \varphi_1 + c \cos(\varphi_2 - \alpha) - h \cos \varphi_4]^2 + [a \sin \varphi_1 + c \sin(\varphi_2 - \alpha) - h \sin \varphi_4]^2 = d^2. \qquad (8)$$

În această ecuație se cunosc φ_1, φ_2 și a, urmînd a se determina c, h, d, α, φ_4.

Calculul valorilor c, h, d, φ_4, α

Tabelul 3

Iterația	c	h	d	φ_4	α
1	70	104	82	7	28
2	34,70	66,57	111,17	6,84	28,10
3	24,94	46,76	97,00	6,70	28,21
4	21,74	40,68	93,43	6,52	28,35
5	21,46	40,14	93,11	6,33	28,50

Ecuația (8) se scrie ca un sistem de 5 ecuații cu 5 necunoscute, corespunzătoare celor 5 poziții impuse. Rezolvarea acestui sistem se face tot prin metoda Newton-Raphson. Sistemul se poate scrie :

$$F(i) = c^2 + h^2 - d^2 + 2\,ac\cos[\varphi_1(i) - \varphi_2 + \alpha] - 2\,ah\cos[\varphi_1(i) - \varphi_4] - 2\,ch\cos[\varphi_2(i) - \alpha - \varphi_4] = -a^2, \quad (9)$$

cînd $i = 1 \ldots 5$.

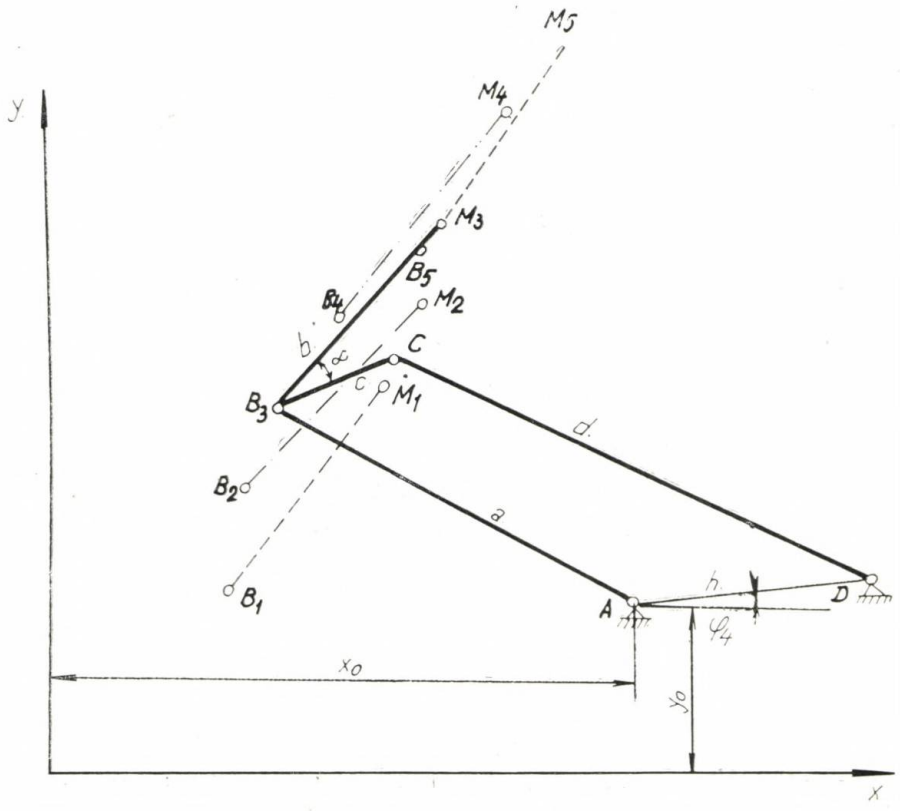


Fig. 2 Mecanismul rezultat prin calcul

Elementele matricelor sînt:

$$\frac{\partial F(i)}{\partial c} = 2[c + a\cos(\varphi_1(i) + \varphi_2(i) + \alpha) - h\cos(\varphi_2(i) - \alpha - \varphi_4);$$

$$\frac{\partial F(i)}{\partial h} = 2[h - a\cos(\varphi_1(i) - \varphi_4) - c\cos(\varphi_1(i) - \alpha - \varphi_4)];$$

$$\frac{\partial F(i)}{\partial d} = -2\,d,$$

$$\frac{\partial F(i)}{\partial \varphi_4} = -2\,ah\sin(\varphi_1(i) - \varphi_4) - 2\,ch\sin(\varphi_2(i) - \alpha - \varphi_4);$$

$$\frac{\partial F(i)}{\partial \alpha} = -2\,ac\sin(\varphi_1(i) - \varphi_2(i) + \alpha) - 2\,ch\sin(\varphi_2(i) - \alpha - \varphi_4);$$

$$WI(i) = -a^2 - F(i).$$

Rezultatele calculelor sînt date în tabelul 3. Programul de calcul realizat în limbaj BASIC, se poate consulta la cerere. Verificarea rezultatelor s-a făcut în figura 2.

BIBLIOGRAFIE

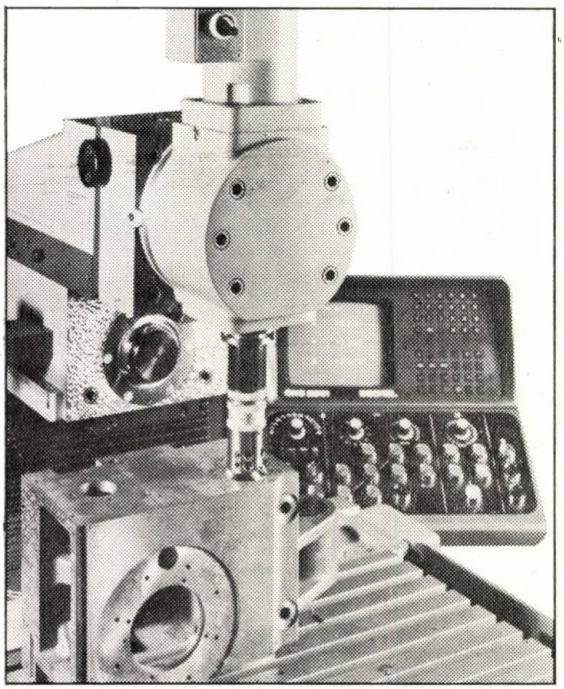
[1] *Manolescu, N. I., Kovacs, F., Orănescu, A.:* Teoria mecanismelor și a mașinilor. Editura Didactică și Pedagogică, 1972.

[2] *Popescu, I.:* „Proiectarea mecanismelor plane. Editura „Scrisul Românesc", Craiova, 1977.

DECKEL

Precizie reglată la maşini universale de unelte, dela mono-piesă la mică serie

Oferta FP începe cu tipurile de bază FP1 pînă la FP3 şi FP3L/V, care sînt înzestrate serial cu un „indicator digital activ". Acesta conduce unelta automat în poziţie corectă faţă de piesă.
Treapta următoare de automatizare superioară este marcată de anexa A în denumirea de tip, adică FP3A. Această maşină este înzestrată cu comandă de segment programabilă prin testare, în tehnică de microprocesori. Caracteristica exterioară constă într-un ecran amenajat pe masa de comandă, ca organ central de control şi informaţie.
Treapta cea mai înaltă de automatizare a serii FP, este atinsă de tipurile marcate de anexa NC, adică de ex. FP4NC. Aici avem deaface cu maşini, ale căror axe de avans sînt înzestrate cu fuse cu bile precomprimate şi cu motoare de curent continuu.
În legătură cu comenzi CNC, aceste maşini de înaltă automatizare, fac posibil un regim de lucru cu comandă de traiectorie, cu deplasări pînă în 4 axe.



FP5C Centru universal de prelucrare

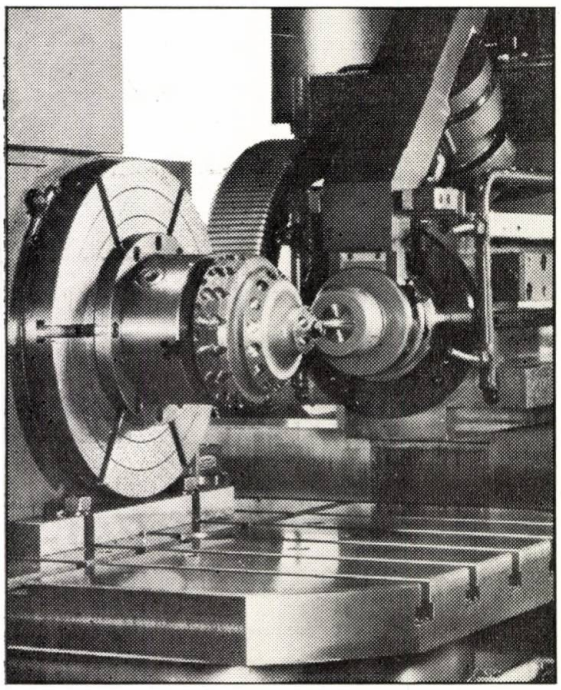
universal
facultativ: magazin-disc pentru 20 de unelte, magazin-lanţ pentru 50 de unelte, masă circulară comutantă 360 x 1°, masă fixă cu masă integrată circulară 360 x 1°, masă circulară NC cu sistem de măsurare Inductosyn (axul 4 NC), schimb de palete cu masă circulară 360 x 1°.

repede
domeniu de turaţie pînă la 4000 min^{-1}, avans rapid 10 m/min, schimb de unelte în 3 s din magazin autopurtat.

compact
domeniu de deplasare mare la o maşină mică, X-long. 800 mm, Y-vertical 500 mm, Z-transv. 630 mm, greutatea maşinei ca. 6000 kg.

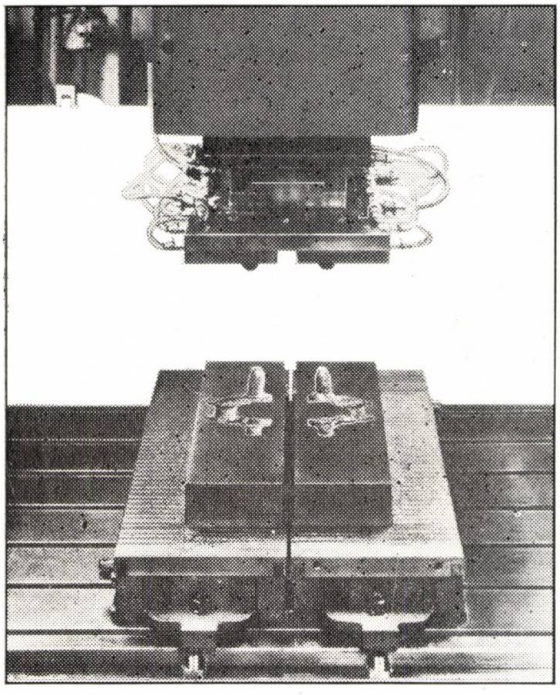
forţă-randament
antrenaj principal cu curent continuu 11 kW, putere de avans 20.000 N, fus principal cu 100 mmø, portscula cu con NK 50

exact
sistem direct de măsurare în toate axele.



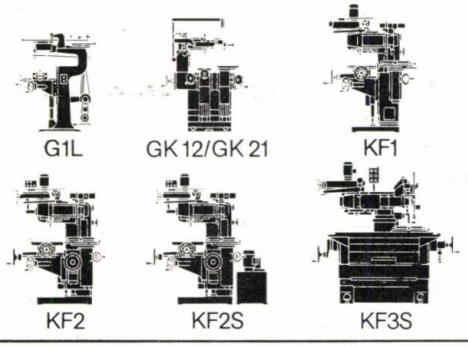
TOTUL DINTR-O SINGURĂ MÎNĂ

DECKEL



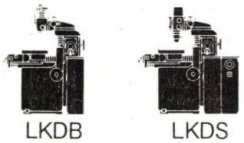
Maşini de electroerodat pentru ateliere de unelte

DE10, DE20, DE30 şi DE40. Programul Deckel de maşini de prelucrat prin electroeroziune, consecvent dezvoltat, cuprinde patru diferite mărimi de maşini, aşa că întreaga gamă, dela confecţionarea de piese mici pînă la cea de piese mari, poate fi delivrată de Deckel pentru atelierele de confecţionat unelte şi forme, pe lîngă maşinile universale de frezat, de gravat, respectiv de frezat prin copiere şi cu maşini de electroerodat.
Acest concept, dintr-o singură mînă, cu maşini armonizate între ele ca mărime, permite o planuire optimală de ateliere, conform celor mai moderne principii.



Maşini universale de gravat şi de frezat prin copiere

universale de gravat şi copiat bi-ori tridimensional, mărind ori micşorînd, cu înaltă precizie de formă şi fineţă de suprafaţă.



Maşini în coordinate

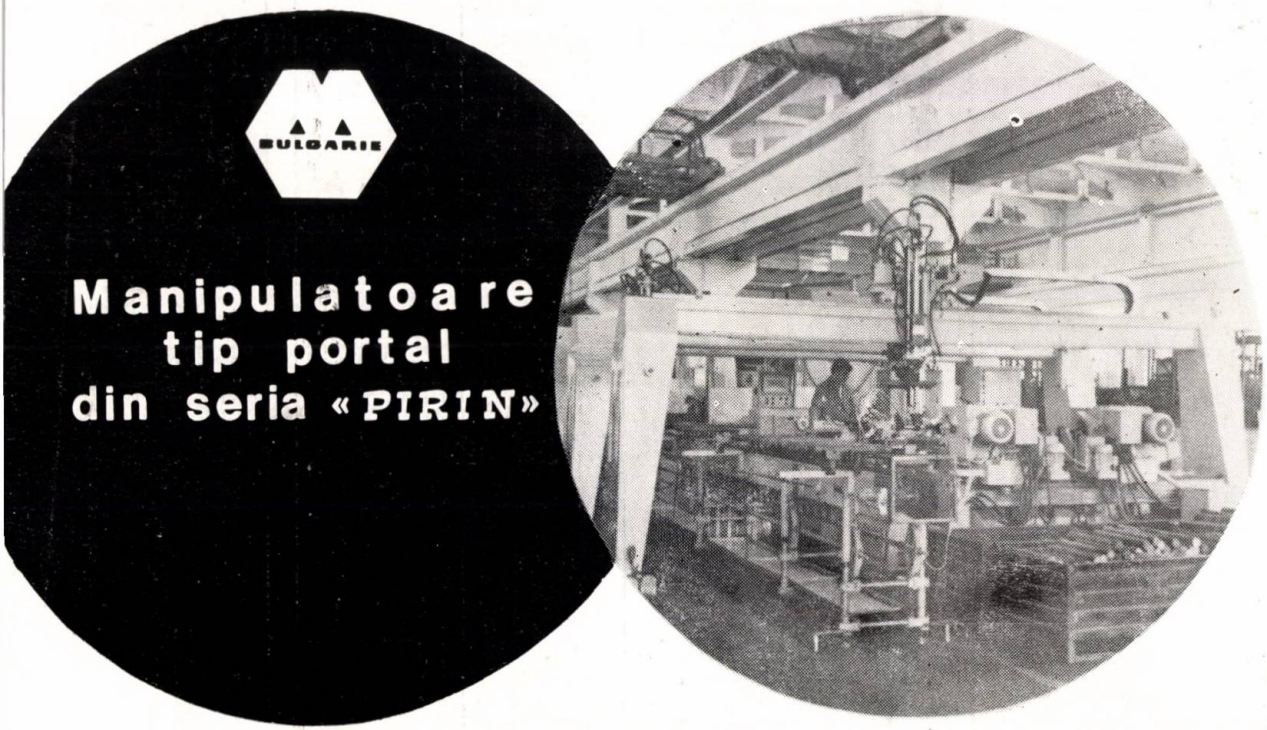
de alezat şi rectificat, pentru ateliere de uzinat mecanisme, pentru confecţionarea de piese de precizie, în ateliere de construit aparate şi modele - cu toleranţe în domeniu de micrometrii.

Maşini universale de rectificat unelte

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
Plinganserstr. 150 · D-8000 München 70
Tel. (0 89) 7 67 41 · Telex 05-23 070

MANIPULATOARE TIP PORTAL DIN SERIA „PIRIN"



Exportator: VTO

MACHINOEXPORT

Sofia, R.P.Bulgaria str. Aksakova nr. 5

Telefon : 88.53.21 Telex 023—425

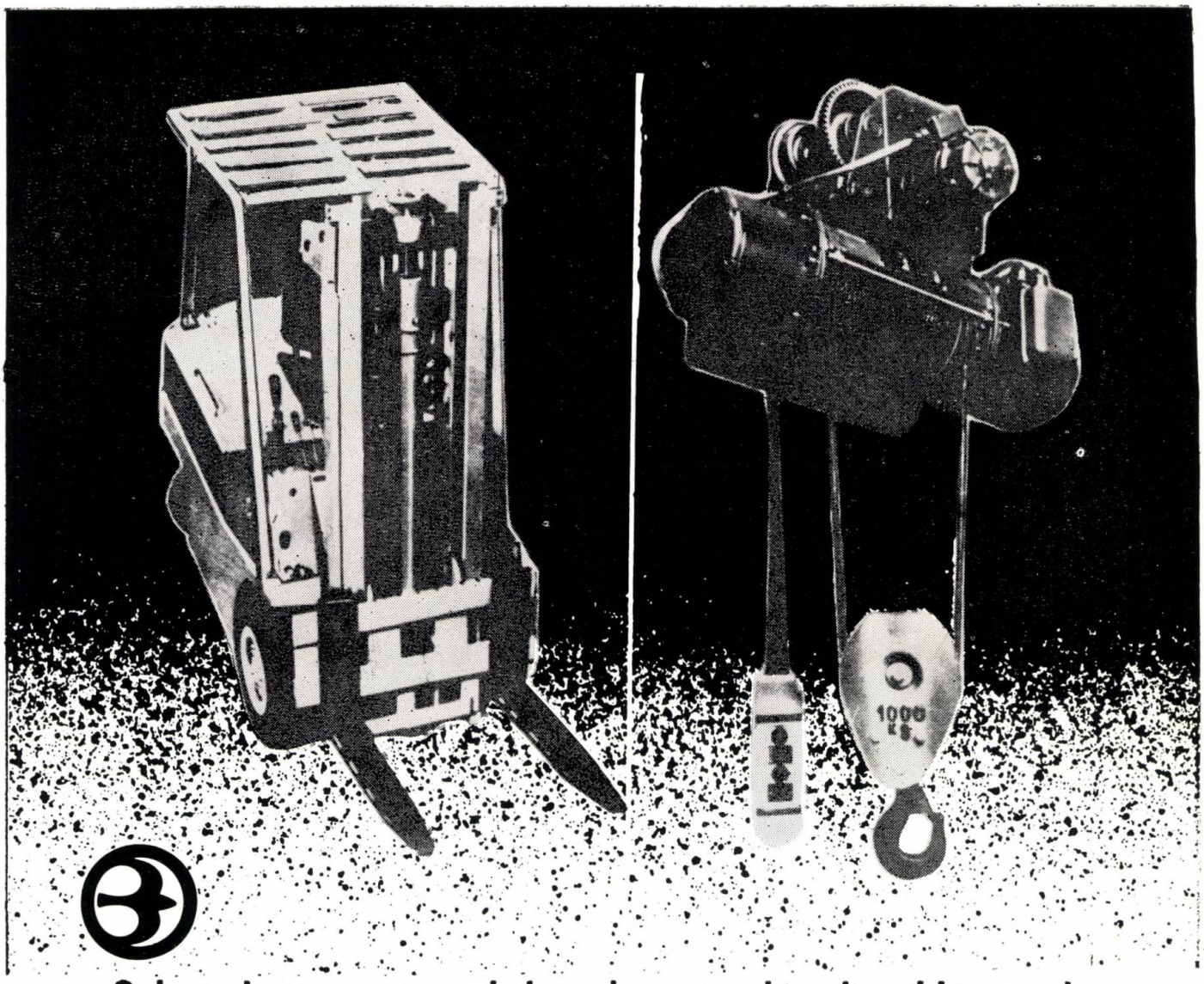
Telegrame : Machinoexport — Sofia

Manipulatoarele de tip portal din seria „PIRIN" asigură încărcarea automată cu piese, în mod simetric, circular, la o gamă largă de maşini-unelte pentru aşchierea metalelor, dispuse în linii automate. Sînt construite pe principiul agregării modulare ; au acţionare hidraulică, o comandă-program cinematică şi constituie unităţi autonome cu hidroagregat şi compartiment electric propriu.

În corelaţie cu scopurile urmărite, manipulatoarele se execută în patru variante : A, B, V, G, cu dispozitive de fixare rotative sau fixe, cu posibilitatea schimbării poziţiei pieselor în spaţiu la 180°, cu sau fără devierea braţului descărcător la o orientare perpendiculară pe mişcarea căruciorului.

	A	B	V	G
Capacitatea de încărcare a fiecărui braţ		pînă la 40 kg		
Funcţionarea braţelor	—	350	500	600
Rotaţia dispozitivului de prindere	180°	180°	—	—
Lungimea deschiderii portalului (mm)	4 500	5 000	5 500	6 000
Înălţimea portalului (mm)	—	1 900	2 120	—

blicom



Cel mai mare exportator de aparate şi echipamente pentru manipulare din Europa

balkancarimpex

VĂ PROPUNE

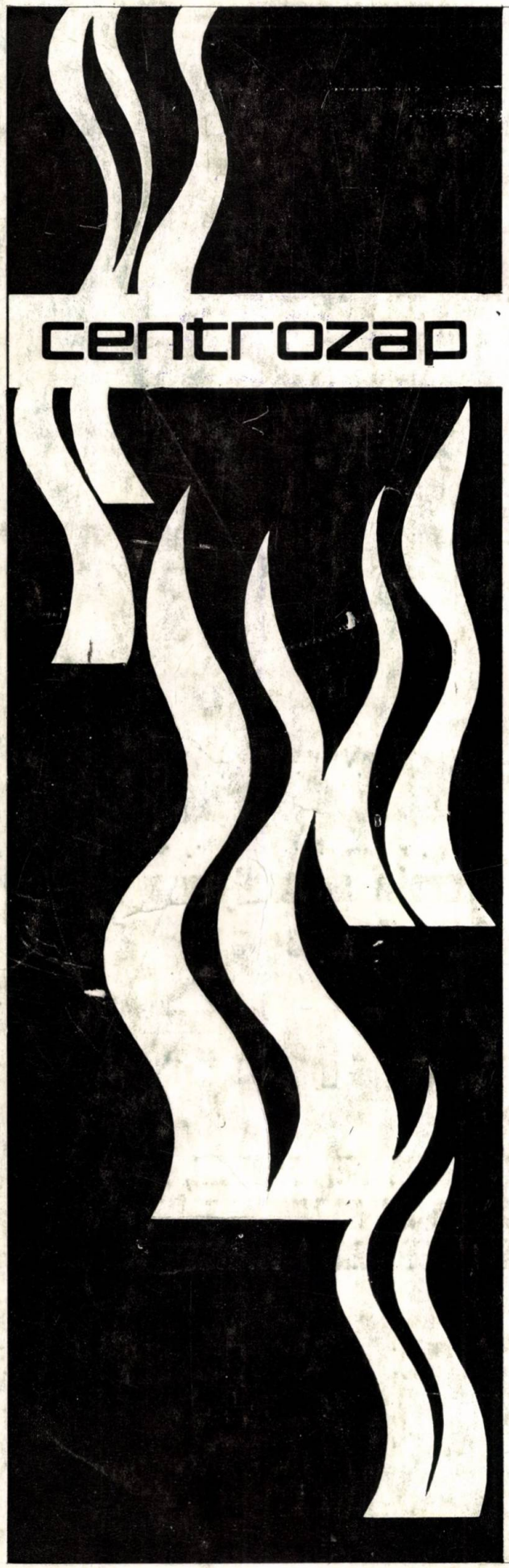
UN PROGRAM CARE ASIGURĂ ECONOMIA DE EFORTURI, DE TIMP, DE MIJLOACE ŞI SUPRAFEŢE DE DEPOZITARE ÎN: TRANSPORTUL, RIDICAREA, STIVUIREA ŞI STOCAREA PRODUSELOR:

- *cărucioare electrice şi termice pentru manipularea produselor;*
- *palane electrice cu cablu şi cu lanţ ;*
- *aparate pentru golirea rafturilor ;*
- *autobuze ;*
- *camioane, remorci şi semiremorci, vehicule pentru transportul containerelor ;*
- *containere ;*
- *baterii de acumulatoare pentru pornire şi tracţiune ;*
- *motoare diesel ;*
- *echipamente amovibile ;*
- *vinciuri hidraulice şi cricuri mecanice ;*
- *accesorii pentru autovehicule şi piese originale ;*
- *ansamble şi elemente constitutive, piese de schimb .*

Exportator:

balkancarimpex

1000 Sofia, ul. Alabin 56
Telefon: 88-21-22 Telex: 023431/2



1979 VIII 6

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

CENTROZAP

40—036 Katowice, Ligonia 7, Polonia
Căsuța poștală: 825 Telex 0312—416
Telefon: 513—401

Oferă pentru o gamă largă de:

INSTALAȚII DE VENTILARE destinate pentru:
— uscare prin flux de aer cald sau de gaze de ardere;
— insuflare în focare și cuptoare industriale;
— aspirarea gazelor combustibile în cuptoare industriale și cazane de abur;
— aerisirea galeriilor de mină, a atelierelor și a halelor industriale, a navelor, a sălilor de spectacol, a atelierelor meșteșugărești, a depozitelor.

INSTALAȚII DE CLIMATIZARE bazate în cea mai mare parte pe licențe franceze, din care:
— centrale de climatizare cu un randament între 40 000—160 000 m^3/h;
— aparate de suprasaturare nefixate la sol, cu un randament între 3 000—40 000 m^3/h — destinate cu precădere industriei textile;
— instalații de condiționare a aerului, de tipul „sub fereastră";
— instalații de condiționare a aerului pentru cabinele podurilor rulante;
— sisteme de climatizare automate pentru industria ușoară.

INSTALAȚII DE DESPRĂFUIRE, CU:
— saci filtranți;
— electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
— filtre uscate sau umede;
— cicloane, multicicloane și altele;
— instalații pentru absorbția gazelor anorganice și purificarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate mai sus sînt furnizate cu planul și instalațiile complete pentru desprăfuirea sau purificarea gazelor sau aerului, destinate industriei siderurgice, turnătoriilor, industriei chimice, industriei prelucrătoare și industriei energetice. Efectuăm și analize ale gradului de poluare a atmosferei și a zonelor de protecție sanitară în întreprinderi industriale.

publicom

E 3279

REFERALVA

PROBLEME
ACTUALE
IN
CONSTRUCŢIA
DE
AUTOVEHICULE

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ IUNIE ■ 1979

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

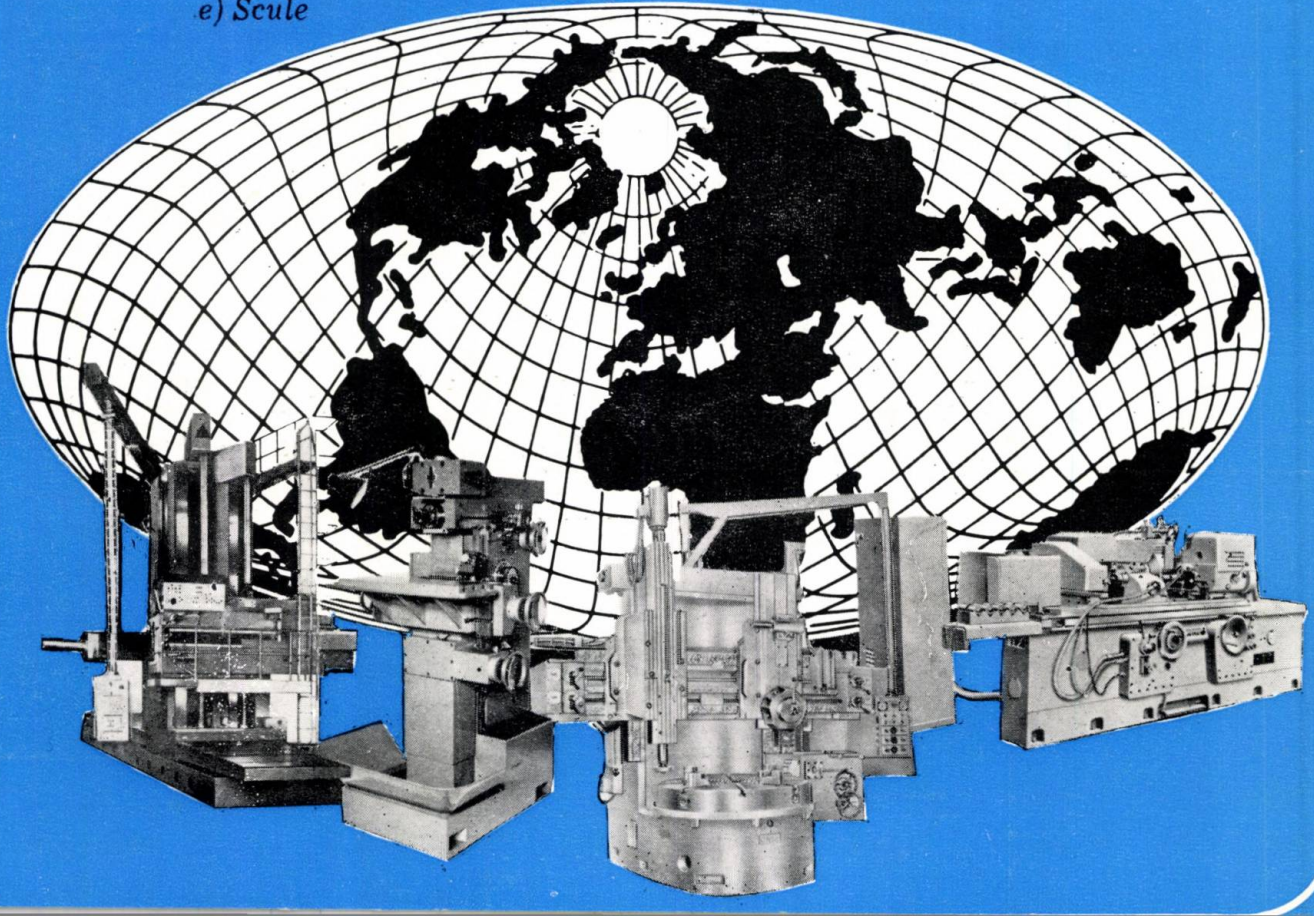
strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule



1979 AUG 22

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 6, IUNIE, 1979

CUPRINS

Autovehicule

PEREȘ, GH., SEITZ, N., UNTARU, M., RADU, GH., IONIȚĂ, T., OLTEANU, C., JITARU, G. : **Cercetări privind stabilirea solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8.** 293

STOICESCU, A. : **Aprecierea adaptabilității motorului de automobil.** 299

BENCHE, V., BENCHE, LIDIA, TURZO, G., FOTA, S. : **Cercetări experimentale privind generarea și utilizarea ejecției interioare Coandă.** 305

JÂȘCANU, M. : **Uzura unor materiale de fricțiune rigide încercate pe standul cu frecare constantă.** 310

OLTEANU, C., IONIȚĂ, T., OLTEANU, FELICIA : **Studiul privind realizarea unei tipo-serii unificate de cutii de viteze și de distribuție pentru autovehicule.** 313

STANCIU, I., GROVU, M., POPESCU, B. : **Calculul energiei mecanice de frecare în cuplajele cu fricțiune.** 320

BARTOȘ, K., MANIȚIU, O., POMANĂ, V. : **Stand pentru încercat materiale de fricțiune.** 321

NECHITA, I. : **Utilizarea frînei de încetinire, p. I.** 325

OBERST, L., SZILAGYI, AL. : **Verificarea optică a striațiunilor de pe dispersoarele farude autovehicule cu metoda fasciculului laser.** 328

CIOBANU, M. : **Determinarea rezistențelor interioare de rulare la vehiculele pe șenile.** 333

Proiectare cu calculatorul

PETRESCU, N., MIULESCU, P., VEN, Ș. : **Determinarea durabilității la încovoiere a danturilor evolventice drepte folosind modelul elastic prin metoda elementului finit.** 337

MUNTEANU, M. ȚIGĂU, V. : **Rezolvarea problemelor de valori proprii folosind metoda elementului finit în cazul structurilor cu număr foarte mare de grade de libertate.** 341

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu

SUMARE

CZ : 621-235 : 621-85

Pereş, Gh., Seitz, N., Untaru, M., Radu, Gh., Ioniţă, T., Olteanu, C., Jitaru, G.: **Cercetări privind stabilirea solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8.**

Starea de mişcare a transmisiei unui astfel de autovehicul este descrisă de un model matematic, compus din 45 de ecuaţii diferenţiale ordinare de ordinul întîi. Prin rezolvarea acestui sistem de ecuaţii s-au obţinut curbele de variaţie în timp a momentelor de torsiune. Rezultatele obţinute pe cale teoretică sînt confirmate şi de cercetările experimentale efectuate. Cercetarea teoretică şi experimentală a solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculului considerat a stabilit că gradul de încărcare a organelor transmisie se încadrează în limite normale şi că există posibilitatea preluării unor vîrfuri de sarcină.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 5 fig., 2 ref.

CZ : 621.431.73

Stoicescu, A.: **Aprecierea adaptabilităţii motorului de automobil.**

Se stabilesc mărimile cu ajutorul cărora se apreciază efectiv adaptabilitatea, apoi se exprimă analitic aceste mărimi în funcţie de indicele de adaptabilitate, C_a şi de coeficientul de elasticitate s, presupunîndu-se că motorul este folosit la echiparea autoturismelor. Se elucidează problema existenţei automobilelor cu caracteristici diferite care să prezinte aceleaşi valori ale mărimilor de adaptabilitate, considerînd că sînt echipate cu motoare cu caracteristică exterioară de aceeaşi formă. Folosind un exemplu numeric, se trasează grafic dependenţa mărimilor de adaptabilitate în funcţie de C_a luînd pe s ca parametru, ceea ce conduce la concluzii de interes practic. În final, se arată că pentru aprecierea adaptabilităţii trebuie utilizaţi atît C_a cît şi s, adaptabilitatea neputînd fi apreciată corect cu ajutorul coeficientului global de elasticitate, e.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 6 fig., 11 ref.

CZ : 621.694

Benche, V., Benche, Lidia, Turzo, G., Fota, S.: **Cercetări experimentale privind generarea şi utilizarea ejecţiei interioare COANDĂ.**

Se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale întreprinse asupra unui ejector cu ajutaje interioare în cascadă, proiectat şi construit de autori după o concepţie originală, caracterizat prin generarea unor jeturi interioare de către ajutajele reglabile, utilizînd efectul Conadă combinat cu efectul de volet fluid. In utilizările preconizate, aparatul poate utiliza ca fluid activ aer comprimat, gaze arse, abur ş.a., fluidul antrenat putînd fi aer viciat, gaze arse, emanaţii, diverse noxe (ejectorul avînd rolul de dispozitiv local de aspiraţie, putînd fi utilizat ca exhaustor în instalaţiile de ventilare şi condiţionarea aerului), aer cu suspensii, materiale fluidizate (transport pneumatic), diverse lichide, (pompă cu jet, pulverizator, arzător ş. a.).

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 2 fig., 3 ref.

CZ : 620.1 : 621.893

Jâşcanu, M.: **Uzura unor materiale de fricţiune rigide încercate pe standul cu frecare constantă.**

Incercările experimentale, efectuate pe un stand cu frecare constantă, urmăresc punerea în evidenţă a influenţei temperaturii, vitezei şi forţei de frecare a produsului asupra intensităţii uzurii — în cazul frecării uscate pe fontă — a trei tipuri de materiale de fricţiune rigide (M_1, M_2 M_3). Din experimentări se desprind următoarele concluzii :

— intensitatea uzurii creşte cu mărirea temperaturii, a vitezei şi a forţei de frecare ;

— materialul M_1 are cea mai mică intensitate a uzurii ;

— materialul M_2 prezintă cea mai mare intensitate a uzurii ;

— materialul M_3 este cel mai bun deoarece prezintă o uzură medie corespunzînd cerinţelor privind eficacitatea frînării.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 4 fig. 1 tab., 2 ref.

CZ : 629.113 : 621-585

Olteanu, C., Ioniţă, T., Olteanu, Felicia: **Studiul privind realizarea unei tiposerii unificate de cutii de viteze şi de distribuţie pentru autovehicule.**

In prima parte se enumără avantajele transmisiilor mecanice, fapt ce explică utilizarea în majoritatea cazurilor a acestor tipuri de transmisii. Se descrie tendinţa pe plan mondial din construcţia şi utilizarea cutiilor de viteze şi de distribuţie. In continuare, se prezintă tiposeria de cutii de viteze şi de distribuţie utilizate în producţia de serie. Lucrarea se încheie cu prezentarea propunerii de tiposerie de cutii de viteze şi de distribuţie, care cu un număr minim de unităţi, urmează să satisfacă întreaga producţie de autovehicule preconizată să fie fabricată în ţara noastră.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 7 fig., 5 tab., 6 ref.

CZ : 621.891.531.43/.46 : 621.825

Stanciu, I. Grovu, M., Popescu, B.: **Calculul energiei mecanice de frecare în cuplajele cu fricţiune.**

Se analizează dinamica ambreiajului cu discuri redus la două mese în mişcare de rotaţie arborii de legătură fiind rigizi. Se urmăreşte determinarea căldurii dezvoltate în ambreiaj în timpul cuplării, pornindu-se de la ecuaţiile de echilibru dinamic ataşate modelului fizic. Curbele cuplului motor şi rezistent pot fi generale, aproximarea lor făcîndu-se pol'nomial. Sistemul de ecuaţii diferenţiale este neliniar, integrarea lui făcîndu-se numeric. Programul de calcul furnizează timpul de cuplare, evoluţia căldurii specifice dezvoltate în ambreiaj precum şi căldura totală. Rezultatele obţinute sînt folosite în continuare pentru stabilirea distribuţiei temperaturilor şi a solicitărilor termice în discurile ambreiajelor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 4 fig., 1 ref.

CONTENTS

DC : 621-235 : 621-85

Pereş, Gh., Seitz, N., Untaru, M., Radu, Gh., Ioniţă, T., Olteanu, C., Jitaru, G.: **Researches on the dynamic loading setting-up out of 8 x 8 moto-vehicle gearing.**

The state of motion of the gearing of such a motor-vehicle is shown by a mathematic model, formed of 45 orderly differential equations first order. By solving this equation sistem, we got to the time variation curves of the torque moments. The theoretical results have been confirmed by experimental research. Theoretical and experimental research of the dynamic loading of the motor-vehicle gearing, showed that the load grade of the gearing component parts lies within the normal limits and that there exists the possibility of taking over some load peaks.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 2 ref.

DC : 621.431.73

Stoicescu, A.: **Estimating of motor-car engine adaptability.**

There are stated the values by means of which the adaptability is properly estimated; then, these values are analitically expreseed, dependent on the adaptability index C_a ared on the coeficient of elasticity s, assuming that the engine serves to equip the motocars. The problem concerning the occurence of cars with various characteristics, offering identical adaptability values, is cleared up, considering that they are equiped with engines, with external characteristics of the same type. Using a graphical example, the dependence of adaptability values is traced, according to C_a considering s as the design value, thus coming to practical conclusion. Finally, there is emphasized that for estimating the adaptability, we must utilize C_a, as well as s, since the adaptability can not accurately evaluated by means of the coefficient of overall elasticity e.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 6 fig., 11 ref.

DC : 621. 694

Benche, V., Benche, Lidia, Turzo, G., Fota, S.: **Experimental research on the COANDA internal ejection generation and use.**

The paper presents the results of experimental researches, performed on an ejector with internal nozzlefalls, designed and produced by the authors, according to an original conception, characterized by internal jet generation by adjustable ring nozzles using the Coandă effect, combined with fluid shutter effect. In the practical applications previewed, the apparatus may use — as activ fluid — blast air, burned gas, vapours etc., the involved fluid been vitiated air, burned gas, exhalation, different noxes (the ejector has the role of a local aspiration device, and can be used as an exhauster in ventilation and air-conditioning), suspensions in air, fluid materials (pneumatic transport), diferent liquids (jet pump, stray nozzle, burners etc.).

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 2 fig., 3 ref.

DC : 620.1 621.893

Jâşcanu, M.: **Wear of some rigid friction materials tested on the stand with constant friction.**

The paper presents experimental tests on a stand with constant friction, which points on the influence of temperature, speed and friction force of the product, on the wear — in case of dry friction on cast iron — of three types of rigid friction materials (M_1, M_2, M_3). The tests led to the following conclusions:

— the wear increases with temperature, speed and friction force increase;

— M_1 material has the lowest wear level;

— M_2 material has the highest wear level;

— M_3 material is the best because of the medium wear satisfying the requests for brake efficiency.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 1 tab., 2 ref.

DC : 629.113 : 621-585

Olteanu, C., Ioniţă, T., Olteanu, Felicia: **Study concerning the execution of combined type-series of gear-boxes and slide-boxes for motor-vehicles.**

The paper presents in the first part the advantages of mechanical transmission, thus explaining the use in most cases of such types of transmission. The world-wide interest is outlined, concerning production and use of gear-and slide boxes. Further on, there are presented series of gear-and slide boxes, used in mass production. The authors propose concerning type series of gear and slide boxes, which could satisfy, by means of a minimum of units, the whole motor-vehicle production of our country.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 7 fig., 5 tab., 6 ref.

DC : 621.891.531.43/.46 : 621.825

Stanciu, I., Grovu, M., Popescu, B.: **Calculation of mechanical friction energy in friction couplings.**

The paper presents an analysis of the disk clutch dynamics, reduced to two rotary masses, with rigid clutchshaft. The determination of the heat generated by the clutch during coupling is followed, starting with the dynamic equilibrium equation attached to the physic model. The engine and load torque curves may be general, with a polynominal approximation. The differential equation system is nonlinear, its integration being done numerically. The computation program indicates the coupling time, the evolution of the specific heat generated by the clutch and the total heat. The results are used for the temperature distribution and termic load determination in the clutch disks.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 1 ref.

DC : 620.1 : 621.893

Bartoş, K., Maniţiu, O., Pomană, V.: **Friction material testing stand.**

The friction material testing stand serves to test friction lining materials, used clutch disks and for motor-vehicle brake blocks. It is meant to the friction force variation control, depending on thermal and mechanic conditions, settled in advance. At the same time it sllows the measurement of the specimen wear, during different test stages. The stand has been designed according to SAE J 661 a recommandation, and thus corresponds to international testing standards for friction materials. The testing program-made up according to SAE J 661 a recommandation — can be modified, considering the research necessities, thus permitting an universal practicability of the stand. It can be used both by the friction material manufacturers and by the researcher who are dealing with the execution of new materials requested by the motor-vehicle industry.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 2 ref.

DC : 621—59

Nechita, I.: **Retarder brake use.**

Taking into account the retarder-brake-types variety according to the operation principle, technical performances and costs, this paper can be considered as the beginning of an analysis concerning this field and is referring to: retarder-brake necessity; its function and utility; retarder-brake classification and short presentation of the main advantages. The paper has explaining figures; it insists on the increase of retarder equipped motor-vehicles and refers to UNO Regulation no. 13 and some foreign regulations.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 3 fig., 8 ref.

SOMMAIRE

CD : 621-235 : 621-85

Pereş, Gh., Seitz., Untaru, M., Radu, Gh., Ioniţă, T., Olteanu, C., Jitaru, G.: **Recherches concernant la détermination des sollicitations dynamiques dans la transmission des véhicules-automobiles 8 x 8.**

L'état de mouvement de la transmission est décrit par un modèle mathématique composé de 45 équations différentielles ordinaires du premier ordre. Par la résolution du système d'équation on a obtenu les courbes de variation en temps des moments de torsion. Les résultats obtenus par voie théorique sont confirmés aussi par les recherches expérimentales effectués. La recherche théorique et expérimentale des sollicitations dynamiques dans la transmission considérée a établi que le degré de chargement des organes de la transmission est intégré dans des limites normales et qu'il existe la possibilité de l'assimilation de maximum de charge.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 2 ref.

CD :621.431.73

Stoicescu, A: **Evaluation de l'adaptabilité du moteur d'automobile.**

On détermine les valeurs, à l'aide desquelles on estime effectivement l'adaptabilité, ensuite, ces grandeurs sont experimées analytiquement, en fonction de l'indice d'adaptabilité, C_a et du coefficient d'élasticité, s, en supposant que le moteur est utilise pour l'équipement des voitures. On explique le problème de l'existence des voitures, ayant des caractéristiques différentes et présentant les mêmes valeurs pour les grandeurs d'adaptabilité, tout en considérent qu'elles sont equipeés avec des moteurs, ayant des caracteristiques exterieurs de la même forme. A l'aide d'un exemple numérique, on traçe le graphique de la dependance des grandeurs d'adaptabilité, en fonction de on C_a, s étant consideré comme paramètre, ce qui conduit à des conclusion d'intérêt pratique. A la fin, on releve le fait que pour evaluer l'adaptabilité, on doit utiliser C_a en même temp que s, l'adaptabilité ne pouvant pas être correctement apprecié par le coefficient global d'élasticité, e.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 6 fig., 11 ref.

CD : 621.694

Benche, V., Benche, Lidia, Turzo, Gh., Fota, S.: **Recherches expérimentales concernant la génération et l'utilisation de l'éjection intérieure COANDA.**

On présente les résultats des recherches expérimentales effectués sur un éjecteur à ajutages internes en cascade, projeté et construit par les auteurs d'après une conception originale, caractérisé par la génération des jets internes produits par des ajutages annulaires réglables, en utilisant l'effet COANDA combiné avec de volet fluide. Dans les buts préconisés, l'appareil peut utiliser comme fluide actif l'air comprimé gaz brulés, vapeurs, etc., le fluide entrainé pouvant être l'air vicié, gaz brulés, émanations (l'éjecteur ayant le rôle d'un dispositif local d'aspiration, pouvant être utilisé comme exhausteur dans les installations de ventilation et conditionnement de l'air), l'air avec suspensions, matériaux fluidisés (transport pneumatique), différents liquides (pompe à jet, pulvérisatour, brûleur etc.).

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 2 fig., 3 ref.

CD : 620.1 : 621.893

Jâşcanu, M: **L'usure des matériaux de friction rigides essayés sur le banc d'essai à friction constante.**

Les essais expérimentales effectués sur un banc d'essai à friction constante cherchent à mettre en évidence l'influence de la température, de la vitesse et de la force de friction du produit, sur l'intensité de l'usure-dans le cas de la friction sèche sur fonte — de trois types de matériaux de friction rigides ($\mathbf{M}_1$, $\mathbf{M}_2$, $\mathbf{M}_3$). Il s'ensuit les suivantes conclusions :

— l'intensité de l'usure s'accroît avec l'augmentation de la température, de la vitesse et de la force de friction ;

— le matériel $\mathbf{M}_1$ présente la plus petite intensité de l'usure ;

— le matériel $\mathbf{M}_2$ présente la plus grande intensité de l'usure ;

— le matériel $\mathbf{M}_3$ est la plus bon parce'qu'il présente une usure moyenne correspondante à l'exigence de l'efficience du freinage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 1 tab., 2 ref.

CD : 629.113 : 621-585

Olteanu, C., Ioniţă, T., Olteanu, Felicia: **Étude sur la réalisation d'une série type unifiée de boîtes de vitesses et de distribution pour véhicules automobiles.**

La première partie présente les avantages des transmissions mécaniques, fait qui explique leur utilisation dans la majorité des cas. On décrit la tendance sur plan mondial dans la construction et utilisation des botîtes de vitesses et de distribuiton. Ensuite, on présente une série type de boîtes de vitesses et de distribution, utilisés dans la production en série. Enfin, on fait la proposition d'une série-type de boîtes de vitesses et de distribution qui, avec un minimum d'unités, satisferra l'entière production de véhicules-automobiles préconisés à être fabriquée en Roumanie.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 7 fig., 5 tab., 6 ref

---

CD : 621.891.531.43/.46 : 621.825

Stanciu, I., Grovu, M., Popescu, B.: **Le calcul de l'énergie mécanique de friction dans les couplages à friction.**

On présente l'analyse de la dynamique de l'embrayage à disques, réduit à deux masses en mouvement de rotation, les arbres d'accouplement étant rigides. On cherche à déterminer la chaleur dévelopée dans l'embrayage pendant l'accouplement, en partant des équations d'équilibre dynamique annexées au modèle physique. Les courbes du couple moteur peuvent être générales, leur approximation s'éxécutant polynômial. Le système d'équations différentielles est non-linéaire, sa intégration s'éxécutant numérique. Le programme de calcul fournit le temps d'accouplement, l'évolution de lachaleur spécifique développée dans l'embrayage, ainsi que la chaleur totale. Les résultats obtenus sont utilisés pour l'établissement de la distribution des températures et des solicitations thermiques dans les disques des embrayages.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 1 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621-235 : 621-85

Pereş, Gh., Seitz., N., Untaru, M., Radu, Gh., Ioniţă, T., Olteanu, C., Jitaru, G.: **Forschungen zur Feststellung der dynamischen Beanspruchungen bei 8 x 8 Kraftfahrzeuggetrieben.**

Der Bewegungzsustand des Getriebes bei solchen Fahrzeugen ist mit einem mathematischen Modell erlangt, das aus 45 ordentlichen Differentialgleichungen ersten Grades besteht. Durch die Lösung dieses Gleichungssystems wird die Zeitänderungskurven der Verdrehungsmomente erhalten. Die theoretischen Ergebnisse sind von den Versuchsforschungen bestättigt worden. Die theoretische und prakitische Forschung der dynamischen Beanspruchungen bei Kraftfahrzeuggetrieben haben erwiesen dass der Belastungsgrad der Getriebebestandteile die normalen Grenzen nicht überschreitet und dass man andere Belastungsspitzen aufnehmen kann.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, Bild, 2 Lit.

DK : 621.431.73

Stoicescu, A.: **Auswertung der Anpassungsfähigkeit des Kraftwagenmotors.**

Es werden ermittelt die grössen, mittels deren die Anpassungsfähigkeit wirksam ausgewertet ist; nachdem, diese grössen werden analitisch, abhängig zu dem Anpassungsindex C_a und dem Elastizitätskoeffizient s bezeichnet; dabei wird es vermutet dass der Motor bei der Ausrüstung der Personwagen eingesetzt ist. Das Problem der Kraftwagen mit verschiedenen charakteristiken, die dieselben Werten für die Anpassungsgrössen vorzeigen, ist erläutert, anschend dass sie mit Motoren mit äusseren Charakteristiken derselben Form ausgerüstel sind. Bei Anwendung eines nummerischen Beispiels, die Abhängigkeit der Anpassungsgrössen, gegenüber C_a betrachtend s als Parameter, isr graphisch abgesteckt; daher ist es möglich praktische schlussfolgerungen zu ziehen. Schliesslich, wird es hervorgehozen dass die Auswertung der Anpassungsfähigkeit nur mittels der Anwendung der Faktoren C_a und s möglich ist, soweit die Anpassungsfähigkeit, aufgrund des gesamten Elästizitätskoeffizienten e nicht richtig ausgewertet ist.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 6 Bild, 11 Lit.

DK : 621.694

Benche. V., Benche, Lidia, Turzo, G., Fota, S.: **Versuchsforchungen über die Erzeugung und den Gebrauch der Coandă inneren Ausstossung.**

In der Arbeit werden die Ergebnisse der Versuchsforschungen über innere Treppendüsenausstosser vorgestellt; der Ausstosser wurde in origineller Auffassung von den Autoren entworfen und gebaut, und ist durch die Erzeugung von inneren Strahlen durch einstellbare Ringdüsen gekennzeichnet, die die Coandă Wirkung, zusammen mit der Wirkung flüssiger Klappe gebraucht. Für die geplanten Anwendungen, kann der Apparat als aktiven Fluid Druckluft, Brenngas, Dampf u.a. gebrauchen, während der angetriebene Fluid Abluft, Brenngas, Emanation, verschiedene Noxen (der Ausstosser hat die Rolle einer lokalen Ansaugunseinrichtung, und ist als Exhaustor bei Ventilations — und klimatisierte Lufteinrichtungen mitzbar). Luft mit Partikeln, fluidisierte Stoffe (pneumatische Förderung), verschiedene Flüssigkeiten (Strahlpumpe, Zerstäuber, Brenner u.a.) gebrauchen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 2 Bild, 3 Lit.

DK : 620.1 : 621.893

Jâşcanu, M.: **Der Verschleiss mancher starrer Reibungsmaterialien auf einem Probestand mit konstanter Reibung.**

Die Arbeit stellt Versuchsproben vor, die auf einem Probestand mit konstanter Reibung durchgeführt wurden, und die den Temperatur, Geschwindigkeits-und Reibungskrafteinfluss auf den Abnutzungsgrad — im Falle der trockenen Reibung von Gusseisen — von drei Stofftypen mit starrer Reibung ($\mathbf{M}_1$, $\mathbf{M}_2$, $\mathbf{M}_3$) hervorheben. Die Versuche führten zu folgenden Schlussfolgerungen:

— der Abnutzungsgrad wächst mit dem Temperatur, Geschwindigkeitund Reibungskraftzuwachs;
— Stoff $\mathbf{M}_1$ hat den kleinsten Abnutzungsgrad;
— Stoff $\mathbf{M}_2$ hat den grössten Abnutzungsgrad;
— Stoff $\mathbf{M}_3$ hat die besten Eigenschaften, weil er eine mittelmässige Abnutzung aufweist, die der Bremswirksamkeit entspricht.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 4 Bild, 1 Taf., 2 Lit

---

DK : 629.113 : 621-585

Olteanu, C., Ioniţă, T., Olteanu, Felicia.: **Studium zur Erzielung von unifizierten Schalt-und Verteilergetriebtypen für Kraftfahrzeuge.**

Die Arbeit stellt im ersten Teil die Vorteile der mechanischen Getriebe vor, was die Anwendung dieser Getriebetypen, in den meisten Fällen, erklärt. Man beschreibt die Tendenz in der ganzen Welt, solche Schalt-und Verteilergetriebe zu bauen und zu gebrauchen. Man beschreibt weiter die anwendung der Schalt-und Verteilergetriebe in der Serienproduktion. Die Arbeit schliesst mit Vorschlägen für Schalt-und Verteilergetriebe — typoserien, die, mit einer mindestanzahl von Einheiten, die ganze Kraftfahrzeugindustrie in unserem Land, decken können.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 7 Bild, 5 Taf., 6 Lit.

DK : 621.891.531.43/.46 : 621.825

Stanciu, I., Grovu. M., Popescu, B.: **Die Berechnung der mechanischen Reibungsenergie in Reibungskupplungen.**

Die Arbeit analysiert die Dynamik der Scheibenkupplung, in Rotationsbewegung mit starrer Verbindungswelle. Man untersucht die Bestimmung der in der Kupplung, während der Schaltung entwickelten Wärme, indem man von den Gleichungen des dynamischen Gleicgewichts ausgeht die dem physischen Modell angebracht ist. Die Kurven des Motor-und Gegendrehmoments können allgemein sein, und ihre Annäherung wird polinominal fehgtgestellt. Das Differential — gleichungssystem ist nicht linear, und seine Integration erfolgt numerisch. Das Rechenprogramm bietet die Schaltungszeit, die Evolution der spezifischen Wärme, die in der Kupplung entsteht und die Gesamtwärme. Die Ergebnisse werden für die Bestimmung der Temperaturendistribution und der termischen Beanspruchung in der Kupplungsscheiben, gebraucht.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 4 Bild, 1 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621-235 : 621-85

Переш, Г., Зайц, Н. : **Исследования по определению динамических нагрузок в трансмисии автомобилей 8×8.**

Состояние движения трансмиссии такого автомобиля описывается с помощью математической модели, составленная из 45 дифференциальных уравнении первого порядка. После решения этой системы получились кривые измерения во времени крутящих моментов. Результаты, полученные теоретическим путем, утверждены и проведенными опытными исследованиями. Теоретическим и опытным исследованиям динамических нагрузок в трансмиссии заданного автомобиля было установлено, что нагруженность органов трансмиссии не превышает нормальных пределов и существует возможность обработки некоторых пиков нагрузок.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 5 рис., 2 лит.

ДК : 621.431.73

Стойческу, А. : **Оценка приспособления двигателя легкового автомобиля.**

Устанавливаются величины с помощью которых оценивается действительно приспособление двигателя, а потом выражаются аналитическим путём эти величины в зависимости от коэффициента приспособления C_a и от коэффициента эластичности s, предполагая что двигатель снаряжает легковые автомобили. Разъясняется вопрос существования легковых автомобилей с разными характеристиками, которые представляют самые стоимости величин приспособления, рассматривая что были снаряжены с двигателями которые получают самовидными наружными свойствами. Пользуясь посредничеством численного примера, размечается чертёжным путём подчинение величин приспособления в соответствий с коэффициентом C_a используя коэффициент s как параметр, и сделаются выводы с большим практическим интересом. Заключительно представляется что с целью сложного суждения приспособления, используются C_a и s приспособление не могло быть оценённое правильно с помощью общего коэффициента эластичности, e.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 6 рис., 11 лит.

ДК : 621-694

Бенке, В., Бенке, Лидия, Турзо, Г., Фота, С. : **Опытные исследования по получению и применению внутреннеи эжекции Коандэ.**

Представлены результаты опытных исследований ежектора с внутренними каскадными соплами разработанного и изготовленного авторами по собственному замыслу. Эжектор характеризован произведением внутренних струей с помощью регулируемых кольцевых сопл примененнем эффекта Коандэ, комбинирован с эффектом жидкой заслонки. Аппарат может применять в качестве рабочего средства сжатый воздух, отработавшие газы, пор и другие, а удаляемое вещество может быть вредный воздух, отработавшие газы, эманации, разные вредные вещества (эжектор имея роль местного устройства всасывания, может быть использован в качестве вытяжного вентилятора в вентиляционных установках и в установках кондиционирования воздуха), воздух со взвешенными веществами, ползучие материалы (пневматический транспорт), разные жидкости (струйный насос, распылитель, горелка и другие).

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 2 рис., 3 лит.

ДК : 620.1 : 621.893

Жышкану, М. : **К вопросу износа жёстких фрикционных материалов при испытаниях на стенде с постоянным трением.**

Представлены опытные испытания, проведенные на стенде с постоянным трением с целью выявления влияния температуры, скорости и силы трения изделия на интенсивность износа в случае сухого трения на чугуне трёх видов жёстких фрикцианных материалов (M_1 : M_2 : M_3). Из проведенных испытаний вытекают следующие выводы :

— интенсивность износа возрастает по мере повышения темжературы, скорости и силы трения :
— у материала M_1 получилась самая низкая интенсивность износа :
— у материала M_2 получилась самая большая интенсивность износа :
— материал M_3 оказался самым хорошим, так как имел средний износ, соответствуя требованиям по эфективности торможения.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 4 рис., 1 таб., 2 лит.

ДК : 629.113 : 621-585

Олтеану, Ч., Ионицэ, Т., Олтеану, Феличия : **Исследование по осуществлению унифицированных типовых рядов коробок передач распределительных коробок для автомобилей.**

В первой части работы представляются преимущества механических трансмиссий, которые оправдают в большенстве случаях применение этих трансмиссий. Описываются направления на мировом уровне развития конструкций и применения коробок передач и распределительных коробок. Также представляется типовой ряд коробок передач и распределительных коробок, применяемых в серийном производстве. Работа заключается с представлением предложений по типовому ряду коробок передач и распределительных коробок, который при минимальном количестве типов может удовлетворять производство автомобилей, предусмотренное в нашей стране.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 7 рис., 5 таб., 6 лит.

ДК : 621.891.531.43 / .46 : 621.825

Станчу, И., Грову, М., Попеску, Б. : **Расчёт механической фрикционной энергии в фрикционных муфтах.**

Анализируется динамику дисковой муфты, приведенной к двум массам в вращательном движении, при этом присоединительные валы жесткие. Следится за определением теплоты, развиваемой в муфте при включении, исходя от уравнений динамического равновесия, приложенных к физической модели. Кривые крутящего момента и момента сопротивления могут быть общими, их апроксимация будучи полиноминальной. Система дифференциальных уравнений является нелинейной, их интегрирование осуществляясь цифровым способом. Вычислительная программа дает время включения, эволюцию удельной теплоты, развиваемой в муфте, а также общую теплоту. Потом полученные результаты применяются для определения распределения температур и термических нагрузок в дисках муфт.

Constructia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 4 янс., 1 лит.

CZ : 620.1 : 621.893

Bartoş, K., Maniţiu, O., Pomană, V.,: **Stand pentru încercat materiale de frecare.**

Standul pentru încercarea materialelor de frecare serveşte pentru testarea materialelor de garnituri de frecare folosite la discurile ambreiajelor şi la saboţii frînelor autovehiculelor. Este destinat pentru verificarea variaţiei forţei de frînare în funcţie de un regim termic şi mecanic dinainte stabilit. In acelaşi timp permite măsurarea uzurii epruvetei în diferite faze ale încercării. Standul s-a proiectat în conformitate cu recomandarea **SAE J 661 a;** astfel corespunde normelor internaţionale de verificare ale materialelor de frecare. Programul de testare — stabilit pe baza recomandării **SAE J 661 a** — poate fi modificat în funcţie de eventuale nevoi ale cercetării. Astfel standul are o aplicabilitate universală. Poate fi folosit atît de uzinele producătoare de materiale de frecare cît şi de cercetătorii care lucrează la realizarea unor materiale noi cerute de industria de autovehicule şi tractoare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 4 fig., 2 ref.

CZ : 621-59

Nechita, I.: **Utilizarea frînei de încetinire, p. I-a**

Avînd în vedere varietatea tipurilor de frîne de încetinire, din punct de vedere al principiului de funcţionare, al performanţelor tehnice şi al preţului de cost, lucrarea constituie începutul unei analize în acest domeniu şi se referă la necesitatea frînei de încetinire, funcţia şi utilitatea acesteia, clasificarea frînelor de încetinire şi o succintă prezentare a avantajelor principale. Lucrarea cuprinde şi figuri explicative, punîndu-se în evidenţă creşterea accentuată, în ultimii ani, a numărului de autovehicule rutiere echipate cu retardere şi se fac referiri la Regulamentul nr. 13 CEE—ONU şi unele reglementări străine.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 3 fig., 8 ref.

CZ : 621.31 : 629.113/114

Oberst, L., Szilagyi, Al.: **Verificarea optică a striaţiunilor de pe dispersoarele farurilor de autovehicule cu metoda fasciculului laser.**

Se prezintă metoda de verificare a dimensiunilor geometrice a striaţiunilor (lentilelor cilindrice şi prismelor) de pe dispersoarele farurilor de autovehicule, bazată pe utilizarea unui fascicul laser. Importanţa conformităţii striaţiunilor cu documentaţia de proiectare constă în faptul că ele constituie unul din elementele de bază care determină performanţele fotometrice ale farurilor. Verificarea striaţiunilor de pe dispersoare nefiind posibilă cu metodele obişnuite ale măsurărilor mecanice, s-a recurs la o metodă de verificare optică, măsurînd deviaţiile unui fascicul laser produse la trecerea acestuia prin cîte o striaţiune a dispersorului.

Construcţia de maşini, 31 (979), nr. 6, 9 fig., 2 ref.

CZ :

Ciobanu, M.: **Determinarea rezistenţelor interioare de rulare la vehiculele pe şenile.**

In lucrare se stabileşte relaţia de calcul a coeficientului de rezistenţă interioară la rulare f_t pe baza unui model dinamic propus. Se prezintă în continuare, un studiu al influenţei parametrilor constructivi şi tehnologici asupra coeficientului f_t din care rezultă că influenţele cantitative cele mai mari sînt date de raza galetului, pasul şenilei, (pentru intervale de valori mari) şi coeficientul de frecare dintre galeţi şi şenilă.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 8 fig., 7 ref.

CZ : 620.1 : 621 : 833

Petrescu, N., Miulescu, P., Ven, Şt.,: **Determinarea durabilităţii la încovoiere a danturilor evolventice drepte folosind modelul elastic prin metoda elementului finit.**

Lucrarea cuprinde o analiză a cîmpului de tensiune din corpul danturilor prin împărţirea într-un ansamblu de elemente finite, părţi independente cu proprietăţi specifice de deformaţie, interconctate prin noduri. Se utilizează pe această bază un model elastic ce cuprinde :

— procesul tăierii ţinînd seama de tehnologie de fabricaţie pentru realizarea geometriei flancului dintelui ;

— procesul de angrenare care permite determinarea încercării dinţilor.

Durabilitatea la înconvoiere se determină prin stabilirea ciclului de încărcare avînd solicitările maxime pe faţa întinsă a piciorului dintelui. Rezultatele experimentale prezintă o repartiţie normală, valorile durabilităţii obţinute prin modelare sînt în concordanţă cu rezultatul încercărilor efectuate prin modelare sînt în concordanţă cu rezultatul încercărilor efectuate pe stand. Posibilitatea simulării încercării danturilor facilitează aprecierea duratei lor de serviciu, precum şi factorii determinanţi ce pot influenţa creşterea capacităţii portante.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 5 fig., 2 tab., 9 ref.

CZ : 624 : 620

Munteanu, M., Ţigău, V.: **Rezolvarea problemelor de valori proprii folosind metoda elementului finit, în cazul structurilor cu număr foarte mare de grade de libertate.**

Sînt prezentate un algoritm şi un program scris de autori cu ajutorul cărora se pot rezolva probleme de valori proprii în cazul structurilor cu un număr mare de grade de libertate (peste cîteva sute). Se pot folosi diferite tipuri de elemente finite : bare, elemente plane, elemente de plăci plane şi spaţiale etc. Programul este exemplificat pe cîteva cazuri de structuri pentru care se determină frecvenţele şi modurile proprii de vibraţii.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 6, 5 fig., 6 ref.

DC : 621.31 : 629.113/114

Oberst, L., Szilagyi, Al.: **Optical control of the streaks on motor-vehicle headlamps dispersion devices with the laser beam method.**

The paper presents the control method for streaks geometrical dimensions (cylindrical lens and prisms) on motor vehicle headlamps dispersion devices, by means of using a laserbeam. The importance of streaks conformity to the design documentation lies in the fact that they represent one of the basic elements in determining the headlamps photometrical performances. The streak control on the dispersion devices is not possible through usual mechanical measurement nethods ; that is the reason that an optical control was suggested, measuring the laserbeam deviations, occuring by its passing through each of the dispersion device streaks.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 9 fig., 2 ref.

DC :

Ciobanu, M.: **The determination of the internal rolling stregth of creeper trackes.**

The paper settles the calculation relation of the internal rolling strength f_t , upon a proposed dynamic model. A study of the constructive and technological parameters influence on the f_t coeficient, where of the greatest quantity influences are given by slide-block radius, track spacing (for great values intervals) and friction coeficient between slide-blocps and tracks.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 8 fig., 7 ref.

DC : 620.1 : 621 : 833

Petrescu, N., Miulescu, P., Ven, Șt.: **Determination of bending durability of straight evolvent toothing, using the flexible model by means of the finite element method.**

The paper contains an nalysis of stress field in the toothing through separating in an finite elements assembly, independent parts with specific deformation properties, interconnected through joints. There is used on this basis a flexible model containing:

— the cutting process, considering the production technology for obtaining the tooth flank geometry;

— the meshing process which allows to determinate the tooth loading.

The bending durability is determined by setting the loading cycle with maximum strain on the large face of the tooth. The experimental results show a normal distribution, the durability values obtained through simulation correspond to the results of stand testing. The simulation of toothing loading permits the estimation of their working time and the determinating factors in increasing the carrying capacity.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 2 tab., 9 ref.

DC : 624 : 620

Munteanu, M., Țigău, V.: **Solution for proper value problems, using the finite element method for structures with a very large number of degrees of freedom.**

The paper presents an algorithm and a program written by the authors, by means of which proper value problems, in the case of structures with a very large number of degrees of freedom (above several hundreds) can be solved. There can be used different types of finite elements: bars, plane elements, plane and spatial plate elements etc. The program is illustrated on several structure cases for which frequencies and proper vibration modes were determined.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 6 ref.

CD : 620.1 : 621.893

Bartoș, K., Manițiu, O., Pomană, V.: **Banc d'essai pour les matériaux de friction.**

Le banc d'essai pour les matériaux de friction sert à l'essai des matériaux des garnitures de friction, utilisées aux disques d'embrayage et aux sabots de frein des véhicules-automobiles. Il este destineé à la vérification de la variation de la force de friction en fonction d'un régime thermique et mécanique preétabli. En même temps il permet le mesurage de l'éprouvette dans les différentes phases des l'essai. Le banc a été projété conformément **SAE J 661 a** et il correspond aux normes internationales de vérification des matériaux de friction. Le programme d'essai, établi aussi conformément à la récomandation **SAE J 661 a**, peut être modifié en fonction des besoins de la recherche. Le banc a une applicabilité universelle. Il peut être utilisé dans les usines productrices de matériaux de friction et aussi par les chercheurs scientifiques qui travaillent à le réalisation des matériaux nouveaux, sollicités par l'industrie de véhicules-automobiles et tracteurs.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 4 fig., 2 ref.

CD : 621-59

Nichita, I.: **L'utilisation de la frein de ralentissement, p. I-re.**

En tenant compte de la diversité des types de freins de ralentissment, en ce a qui concerne le le principe de fonctionnement, les performances téchniques et le prix coûtant, l'ouvrage constitue le commencement d'une analyse dans le domaine et se rapporte à la nécessité de la frein de ralentissement, san rôle et sa utilité, la classification des freins et une succinte présentation des avantages principaux. L'ouvrage comprend aussi des figures explicatives en accentuant le développement dans les dernières années du nombre des vèhicules routiers équipés de ralentis eurs; on fait aussi des références au Réglement ONU no. 13 et à d'autres reglémentations.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 3 fig., 8 ref.

CD : 621.31 : 629.113/114

kmento

Oberst, L., Szilagyi, Al.: **La vérification optique des stries sur les glaces de protéction des phares des véhicules — automobiles avec la méthode du faisceau-laser.**

L'importance de la conformité des stries avec la documentation du projet technique consiste dans le fait qu'elle constitue l'un des éléments fondamentaux qui déterminent les performances photométriques des phares. La vérification des stries sur les glaces n'étant pas possible avec les méthodes classiques de mesurage mécanique, on a recours à la méthode de vérification optique, en mésurant les déviations d'un faisceau-laser produites par le passage de celui-ci à travers d'une strie de la glace de protéction.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 9 fig., 2 ref.

CD :

Ciobanu, M.: **La détermination des résistances intérieures de roulement des véhicules à chenilles.**

L'ouvrage établit une rélation de calcul du coefficient de résistance intérieure au roulement f_t, conformément à un modèle dynamique proposé. Ensuite, on présente une étude de l'influence des paramètres constructifs et technologiques sur le coefficient f_t. duquel résulte que les influences quantitatives les plus grandes sont données par le rayon du galet, le pas de la chenille (pour intervale de grandes valeurs) et le coefficient de friction entre galet et la chenille.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 8 fig., 7 ref.

CD : 620.1 : 621 : 833

Petrescu. N., Miulescu, P., Ven, Șt.: **La détermination de la durabilité à flexion des dentures développantes droites par la méthode de l'élément fini en utilisant le modèle élastique.**

L'ouvrage présente l'analyse du champ de tensions du corp de la danture, en la divisant dans un ensemble d'éléments finis, parties indépendantes avec des propriétés spécifiques de déformation, interconnectés par noeuds. On utilise un modèle élastique qui comprend :

— le processus de la coupure en tenant compte de la technologie de fabrication pour la réalisation de la géometrie du flanc de la dent;

— le proces d'engrènement qui permet la détermination du chargement des dents.

La durabilité à flexion est déterminée par l'établissement du cycle de chargement ayant des sollicitations maximum sur la surface du pied de la dent. Les résultats présentent une répartition normale; les valeurs des durabilités obtenues par simulation sont en concordance avec les résultats des essais effectués sur banc. La possibilité de la simulation du chargement des dentures facilite l'appréciation de la dureé de fonctionnement, ainsi que les facteurs déterminants qui peuvent influencer l'augmentation de la capacité portante.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 2 tab., 9 ref.

CD : 624 : 620

Munteanu, M., Ţigău, V.: **La résolution des problèmes de valeurs propres, en utilisant la méthode de l'élément fini, dans la cas des structures avec un grand nombre de degrés de liberté.**

L'ouvrage présente un algorithme et un programme écrit par les auteurs, à l'aide desquells on peut résoudre des problèmes de valeurs propres dans le cas des structures avec un grand nombre de degrés de liberté (au dessus de quelque centaines). On peut utiliser des différents types d'éléments finis : barres, éléments plans, éléments de plaques planes et spatiales etc. Le programme este illustré par quelques structures pour lesquelles on détermine les fréquences et les modes propres de vibrations.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 6, 5 fig., 6 ref.

DK : 620.1 : 621.893

Bartoş, K., Maniţiu, O., Pomană, V.: **Probestand für Reibungsmaterialien.**

Der Probestand für Reibungsmaterialien dient zum Testen der Reibbelagstoffe die man bei Kupplungsscheiben und Bremsschuhen der Kraftfahrzeuge gebraucht. Er dient zur Kontrolle der Reibungskraftvariation, bei einem vorbestimmten termischen und mechanischen Betrieb. Gleichzeitig erlaubt er die Messung der Probeabnutzung in verschiedenen Probephasen. Der Stand wurde laut **SAE J 661** a Empfehlung entworfen und Reibungsmaterialienkontrolle. Das Testprogramm-laut entspricht somit den internationalen Normen für SAE J 661 a Vorschrift — kann nach Forschungsbedarf abgeändert werden, und hat allgemeine Anwendbarkeit. Er kann sowohl von den Reibungsmaterialienhersteller als auch von den Forschern gebraucht werden, die bei der Herstellung neuer Materialien für die Kraftfahrzeugindustrie, arbeiten.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 4 Bild, 2 Lit.

DK :

Nechita, I.: **Der Gebrauch der Abdrosselungsbremsen.**

Die Arbeit stellt einen Versuch dar, eine Analyse auf dem Gebeiete der Abdrosselungsbremsentypen zu unternehmen, vom Standpunkt des Betriebsprinzips der technischen Leistungsfähigkeit und der Kosten, und bezieht sich auf : die Notwendigkeit der Abdrosselungsbremse ; ihre Funktion und Nutzbarkeit ; die Einteilung der Abdrosselungsbremsen und eine kurze Vorstellung der Hauptvorteile. Die Arbeit enthält auch erklärende Bilder ; man betont die Tatsache dass in letzter Zeit viele Kraftfahrzeuge mit Retardern ausgerüstet sind, und man bezieht sich auf UNO Regelung Nr. 13 und einige ausländische Regelungen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 3 Bild, 8 Lit.

DK : 621.31 : 629.113/114

Oberst, L., Szilagyi, Al.: **Optische Kontrolle der Schliere bei Kraftfahrzeugscheinwerferdispersion mit Hilfe der Laserstrahlmethode.**

Die Kontrollmethode der geometrischen Ausmasse der Schlieren (zylindrische Linsen und Prismen) bei den Kraftfahrzeugscheinwerferdispersoren, auf Grunde der Laserstrahlanwendung wird behandelt. Die Bedeutung der Übereinstimmung der Schlieren mit der Entwurfsdokumentation besteht darin, dass sie eines der Grundelemente ist, die die fotometrische Leistungsfähigkeit der Scheinwerfer bestimmen. Die Kontrolle der Schlieren auf den Dispersoren kann mit den herkömmlichen Methoden der mechanischen Messungen nicht durchgeführt werden ; deshalb wurde eine optische Kontrollemethode herangezogen, indem man die Abweichungen eines Laserstrahls beim Übergang durch eine Dispersorschliere misst.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 9 Bild, 2 Lit.

DK :

Ciobanu, M.: **Die Bestimmung des inneren Abrollwiderstands bei Gleiskettenfahrzeuge.**

In der Arbeit wird das Rechnungsverhältnis des Koeffizienten für inneren Abrollwiderstand f , aufgrund eines dynamischen Modells, festgelegt. Weiterhin wird eine Studie über den Einfluss der Bau-und Technologieparameter auf den Koeffizienten f vorgestellt, daraus folgert man dass die grössten Quantitativeinflüsse von dem Rollenhalbmesser, dem Kettengleisgang (für grosse Abstände) und dem Reibungskoeffizient zwischen den Rollen und Kettengleis angegeben werden.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 8 Bild., 7 Lit.

DK : 620.1 621 : 833

Petrescu, N., Miulescu, P., Ven, Şt.: **Die Bestimmung der Biegungshaltbarkeit der geraden evolventen Verzahnungen, indem man das elastiche Modell mit der Methode des endlichen Elements gebraucht.**

Die Arbeit enthält die Analyse des Spannungsfeldes in den Verzahnnungen durch die Einteilung in Verbänden von endlichen Elementen, unabhängigen Teilen mit spezifischen Deformationseigenschaften, durch Knoten verbunden. In dieser Hinsicht wird ein elastisches Modell gebraucht der umfasst :

— der Schneidevorgang, mit Beachtung der Produktionstechnologie für Erhaltung der Zahnflankengeometrie ;

— der Verzahnungsvorgang, der die Bestimmung der die Bestimmung der Zahnbelastung ermöglicht.

Die Biegungshaltbarkeit wird durch die Bestimmung des Belastnungszyklus erzielt, falls man die maximalen Belastungen auf dem Zahnfuss kennt. Die Versuchsergebnisse zeigen eine normale Verteilung, die Haltbarkeitswerte bei Simulation entsprechen den Ergebnissen bei Standproben. Die Simulationsmöglichkeit bei der Verzahnungsbelastung erleichtert die Abschätzung ihrer Lebensdauer sowie die Faktoren die den Belastungsfähigkeitzuwachs beeinflussen.

Constucţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 5 Bild, 2 Taf., 9 Lit.

DK : 624 : 620

Munteanu. M., Ţigău, V.: **Lösung der Aufgaben mit Eigenwerten, mit Hilfe der endlichen Elementen Methode, im Falle der Strukturen mit einer sehr grossen Anzahl Freiheitsgraden.**

Die Arbeit stellt einen Algorithmus und eine von den Autoren geschriebenen Programm vor, mit dessen Hilfe man die Aufgaben mit Eigenwerten im Falle von Strukturen mit einer grossen Anzahl Freiheitsgraden (über mehrere Hundert) lösen kann. Man kann verschiedene Typen von endlichen Elementen gebrauchen: Stäbe, ebene Elemente, ebene und räumliche Plattenelemente, usw. Das Programm ist mit Hilfe von einigen Strukturen geschildert, für welche man die Frequenz und die eigene Schwingungsarten bestimmt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 6, 5 Bild, 6 Lit.

ДК : 620.1 : 621.893

Бартош, К., Маницю, О., Поманэ, В. : **Стенд для испытания фрикционных материалов.**

Представлен стенд который служит для испытания материалов фрикционных накладок, применяемых у дисков сцепления и тормозных колодок автомобилей. Стенд предназначен для проверки изменения силы трения в зависимости от заранее установленного теплового и механического режима. Одновременно позволяет измерение износа образца при различных фазах испытаний. Стенд проектирован в соответствии с рекомендации SAEJ 661 a. Таким образом соотвотствует международным правилам проверки фрикционных материалов. Испытательная программа, установленная на основе рекомендации SAEJ 661 a — может быть изменена в зависимости от возможных требований исследования. Он может быть использован, как заводами по производству фрикционных материалов, так и исследователями, работающими при выполнении отдельных новых материалов, требуемых автотракторной промышленностью.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 4 рис., 2 лит.

ДК : 621-59

Некита, И. : **Применение замедляющего тормоза, ч. I-я.**

Имея в виду разнообразность видов замедляющих тормозов с точки зрения принципа работы технических характеристик и себестоимости, работа является началом анализы в этой области и в ней представляются необходимость применения замедляющего тормоза, его роль и эффективность, классиффикация замедляющих тормозов и короткое перечисление их главных преимуществ. Представлены также и объяснительные чертежи, выявляясь ускоренный рост в последних годах количества автомобилей, оснащенных замедлителями и делаются ссылки на Правила № — 13 EZK OOH и на некоторые иностранные нормы.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 3 рис., 8 лит.

ДК : 621.31 : 620.113 / 114

Оберст, Л., Силаги, А. : **Оптическая проверка рифлей линз автомобильных фар методом лазерного луча.**

Представляется метод проверки геометрических размеров рифлей линз (цилиндрических линз и призм) автомобильных фар, на основе применения лазерного луча. Важность. соответствия рифлей с технической документации вытекает из того, что они являются одним из основных элементов, который определяет фотометрические характеристики фар. Проверка рифлей линз будучи невозможной путем применения общепринятых методов механических измерений, прибегали к оптическому методу проверки путем измерения отклонения лазерного луча, полученных при его прохождения через рифли линза.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6. 9 рис. 2 лит.

ДК :

Чобану, М. : **Определение внутренних сопротивлений при движении гусеничных автомобилей.**

В работе устанавливается отношение расчёта коэффициента внутренних сопротивлений при движении f_t на основе предложенной динамической модели. Дальше представляется исследование влияния конструктивных и технологических параметров на коэффициент f_t, из которого вытекает, что найбольшие количественные влияния даны радиусом ролика, шагом гусеницы (для интервалов больших значений) и коэффициентом трения между роликами и гусеницей.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 8 рис., 7 лит.

ДК : 620.1 : 621 : 833

Петреску, Н., Миулеску, П., Вен, Ш. : **Определение долговечности при изгибе прямых эвольвентных зацеплений, применяя эластичную модель, методом элемента конечного порядка.**

Представлен анализ поля нагружений корпуса зацеплений путем разделения в конечных элементах, независимых частях с специфичными свойствами деформациями, соединеных через узлы. На этой основе применяетя эластичную модель состоящую из :

— процесса резания с учётом технологии изготовления ввиду получения геометрии бока зуба ;
— процесса зацепления, позволяющего определение нагружения зубьев.

Долговечность на изгиб определяется путем установления цикла нагружения, причём максимальные нагрузки имеются на гладкой поверхности основы зуба. Результаты испытаний показывают нормальное распределение, при этом значения долговечности, полученные моделированием, соответствуют результатам испытаний, проведенных на стенде. Возможность симуляции нагружения зацеплений позволяет оценку их срока службы, а также определяющих факторов, которые могут влиять на повышение несущей способности.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 5 рис., 2 таб., 9 лит.

ДК : 624 : 620

Мунтеану, М., Цигэу, В. : **Решение вопросов собственных значений применяя метод элемента конечного порядка в случае структур с большим числом степеней свободы.**

Представлены алгоритм и программу, разработанные авторами, при помощи которых можно решить вопросы собственных значений в случае структур с большим числом степеней свободы (выше нескольких сот). Можно применять разные виды элементов конечного порядка, как например : балки, плоские элементы, элементы плоских и пространственных плит. Программа разработана применительно к некоторым случаям структур, для которых определяется частоты и собственные способы вибраций.

Construcţia de maşini, 31 (1979)
н. 6, 5 рис., 6 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133,sector I, telefon 50.31.30 sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, seceor 5, pentru rvista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi 150 lei amual, pentru muncieori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea Poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu nr. 45, c. 16007.

CZ : 621—235 : 621—85

Cercetări privind stabilirea solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8

Dr. ing. Gheorghe **PEREŞ**, dr. ing. Nicolae **SEITZ**, dr. ing. Marin **UNTARU**,
dr. ing. Gheorghe **RADU** — Universitatea Braşov
Ing. Teodor **IONIŢĂ**, ing. Ciprian **OLTEANU**, ing. G. JITARU — I.C.P.A.T. Braşov

In ultima vreme pentru transportul unor produse de greutăţi foarte mari, în condiţii de drum grele, se folosesc autovehicule de tipul 8 x 8. Aceste autovehicule lucrează ca unităţi singulare sau în agregat cu remorci de mare capacitate-treilere. Avînd în vedere regimurile în care exploatează, este de aşteptat ca în transmisiile acestor autovehicule să apară solicitări dinamice însemnate.

Pentru cercetarea solicitărilor dinamice din transmisia mecanică a autovehiculelor 8 x 8 se utilizează metodica prezentată în [1 ; 2], adică se îmbină metoda simulării pe calculatorul numeric a solicitărilor dinamice cu determinarea lor pe cale experimentală. Scopul cercetării acestor solicitări este de a pune la dispoziţia proiectantului şi constructorului date cu privire la comportarea transmisiilor unor astfel de autovehicule în timpul exploatării.

Cercetarea pe cale teoretică a solicitărilor dinamice se face în conformitate cu lucrările [1 ; 2], mai precis se utilizează modelarea dinamică şi matematică a transmisiei şi se integrează, pe calculatorul FELIX C-256 prin metoda Runge-Kutta-Gill, sistemul de ecuaţii diferenţiale ordinare ce descrie starea de mişcare a maselor în mişcare ale transmisiei.

Studiind construcţia transmisiei unui autoremorcher în agregat cu remorcă s-a ajuns la modelul dinamic echivalent din figura 1. Modelul dinamic din figura 1 corespunde primei faze de cuplare a ambreiajului autovehiculului, însă fără nici o dificultate acesta poate fi extins la faza a doua de cuplare şi la regimurile dinamice stabilizate de exploatare ale autoremorcherului. După cum se observă modelul dinamic este de o mare complexitate, numărul de ramificaţii ale sale este egal cu numărul ramificaţiilor fluxului de putere de la motor cu ardere internă la masa autoremorcherului. Modelul dinamic constă din mase inerţiale (volanţi) în rotaţie legate între ele prin arbori elastici imponderabili şi cuplaje cu fricţiune.

Asupra maselor modelului acţionează factori perturbatori externi şi interni şi momente de torsiune de amortizare ; amortizarea se consideră vîscoasă. Toate mărimile fizice care intră în compunerea modelului dinamic s-au redus la arborele ambreiajului. In lucrare se folosesc următoarele simboluri şi notaţii :

PMMS — puntea motoare mijloc-spate ;
PMSS — puntea motoare spate-spate ;
PMMF — puntea motoare mijloc-faţă ;
PMFF — puntea motoare faţă-faţă ;
CV — cutia de viteze ;
CD — cutia de distribuţie ;
DIS — diferenţialul interaxial spate ;
DIF — diferenţialul interaxial faţă ;
TP — transmisia principală ;
J_1 — momentul de inerţie al pieselor în mişcare ale motorului şi al părţii conducătoare a ambreiajului ;
J_2 — momentul de inerţie al părţii conduse a ambreiajului ;
J_3 — momentul de inerţie al pieselor în rotaţie din **CV** ;
J_4 — momentul de inerţie al pieselor în rotaţie din **CD** ;
J_5 — momentul de inerţie al **DIS** ;
J_6 — momentul de inerţie al **TP** şi **PMMS** ;
J_7 — momentul de inerţie al roţii motoare din dreapta a **PMMS** ;
J_8 — momentul de inerţie al roţii motoare din stînga a **PMMS** ;
J_9 — momentul de inerţie al **TP** a **PMSS** ;
J_{10} — momentul de inerţie al roţii motoare din dreapta a **PMSS** ;
J_{11} — momentul de inerţie al roţii motoare din stînga a **PMSS** ;
J_{12} — momentul de inerţie al **DIF** ;
J_{13} — momentul de inerţie al **TP** a **PMMF** ;
J_{14} — Momentul de inerţie al roţii motoare din dreapta a **PMMF** ;
J_{15} — momentul de inerţie al roţii motoare din stînga a **PMMF** ;
J_{16} — momentul de inerţie al **TP** a **PMFF** ;
J_{17} — momentul de inerţie al roţii motoare din dreapta a **PMFF** ;
J_{18} — momentul de inerţie al roţii motoare din stînga a **PMFF** ;
J_{19} — momentul de inerţie corespunzător masei în translaţie a autoremorcherului ;
J_{20} — momentul de inerţie corespunzător masei în translaţie a remorcii ;
k_1 — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre motor şi **CV** ;
k_2 — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **CV** şi **CD** ;
k_3 — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **CD** şi **DIS** ;
k_4 — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **DIS** şi **TP** a **PMMS** ;
k_5 — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMMS** şi roata motoare din dreapta a **PMMS** ;
k_6 — constanta elastică tangenţială a roţii motoare din dreapta a **PMMS** ;
k_7 — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMMS** şi roata motoare din strînga a **PMMS** ;

k_8 — constanta elastică tangențială a roții motoare din stînga a **PMMS**;

k_9 — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **DIS** și **TP** a **PMSS**;

k_{10} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMSS** și roata motoare din dreapta a **PMSS**;

k_{11} — constanta elastică tangențială a roții motoare din dreapta a **PMSS**;

k_{12} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMSS** și roata motoare din stînga a **PMSS**;

k_{13} — constanta elastică tangențială a roții motoare din stînga a **PMSS**;

k_{14} — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **CD** și **DIF**;

k_{15} — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **DIF** și **TP** a **PMMF**;

k_{16} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMMF** și roata motoare din dreapta a **PMMF**;

k_{17} — constanta elastică tangențială a roții motoare din dreapta a **PMMF**;

k_{18} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMMF** și roata motoare din stînga a **PMMF**;

k_{19} — constanta elastică tangențială a roții motoare din stînga a **PMMF**;

k_{20} — constanta elastică de torsiune a arborilor dintre **DIF** și **TP** a **PMFF**;

k_{21} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre TP a PMFF și roata motoare din dreapta a **PMFF**;

k_{22} — constanta elastică tangențială a roții motoare din dreapta a **PMFF**;

k_{23} — constanta elastică de torsiune a elementelor de legătură dintre **TP** a **PMFF** și roata motoare din stînga a **PMFF**;

k_{24} — constanta elastică tangențială a roții motoare din stînga a **PMFF**;

k_{25} — constanta elastică de tracțiune dintre masa în mișcare de translație a autoremorcherului și masa în mișcare de translație a trailerului (remorcii);

c_i, $i = 1, \ldots 25$ — coeficienții de amortizare copunzători elementelor de legătură ale modelului dinamic ale transmisiei;

φ_i, ω_i, $i = 1, \ldots 20$ — deplasările respectiv vitezele unghiulare ale modelului dinamic;

$\varphi'_{19}, \omega'_{19}$ — deplasarea și respectiv, viteza unghiulară a volanului J_{19} corespunzătoare vitezei teoretice de deplasare a autovehiculului;

$M_e(\omega_1)$ — cuplul efectiv al motorului, ca funcție de timpul t;

M_n — cuplul nominal al motorului;

ω_n — viteza unghiulară nominală a motorului;

$M_a(t)$ — cuplul de frecare din ambreiaj, ca funcție de timp;

β_s, β_d — coeficientul static și respectiv dinamic de rezervă al ambreiajului;

t_1 — timpul de cuplare al ambreiajului;

M_f — momentul de rezistență la rulare al autoremorcherului;

M_{f0} — valoarea inițială a momenului M_f

M_{fr} — momentul de rezistență la rulare al remorcii;

M_{fr0} — valoarea inițială a momentului M_{fr};

M_φ — momentul de torsiune ce se transmite prin aderența cu suprafața drumului de la roțile motoare la corpul autoremorcherului;

M'_φ — partea din M_φ ce revine punților din spate;

M''_φ — partea din M_φ ce revine punților din față;

$M_{\varphi max}$ — valoarea maximă a momentului M_φ;

K_1 — cuplajul cu fricțiune, ce reprezintă ambreiajul autovehiculului;

K_2 — cuplajul cu fricțiune, prin care se ia în considerare interacțiunea roților motoare cu drumul;

$\eta\delta$ — coeficientul pierderilor de viteză, cauzate de patinarea roților motoare pe suprafața drumului;

M_{aa} — momentul de torsiune ce solicită arborele ambreiajului;

M_{cs} — momentul de torsiune transmis prin transmisia cardanică de la **CD** la **DIS**;

M_{cf} — momentul de torsiune transmis prin transmisia cardanică de la **CD** la **DIS**;

M_{ps} — momentul de torsiune transmis de arborele planetar din partea dreaptă a **PMMS**;

M_{pf} — momentul de torsiune transmis de arborele planetar din partea stîngă a **PMFF**;

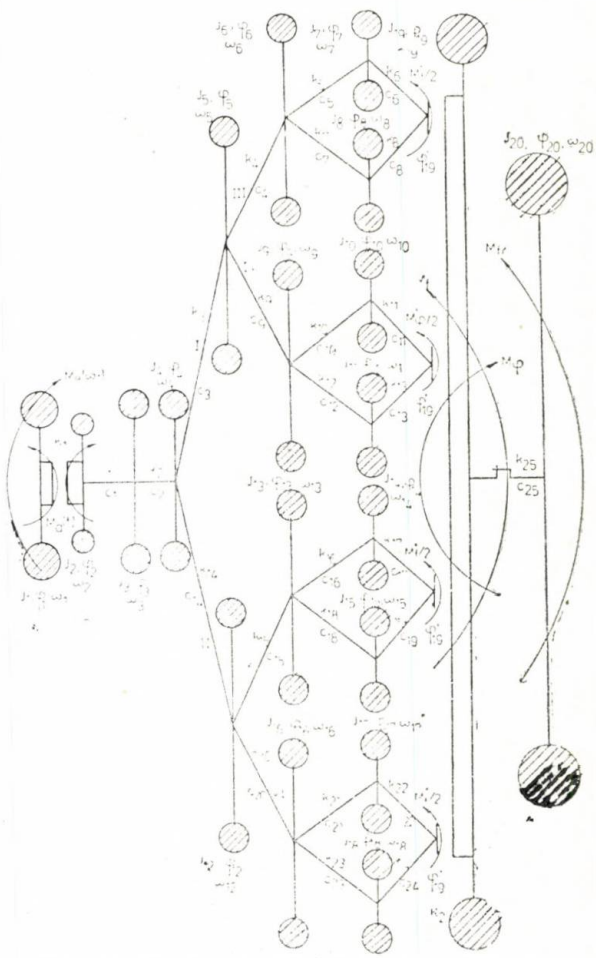


Fig. 1 Modelul dinamic al transmisiei autovehiculului 8 x 8.

Pe baza principiului lui D'Alembert, se scriu ecuațiile de echilibru dinamic pentru fiecare masă în parte a modulului dinamic din figura 1. Procedînd astfel pentru cazul pornirii de pe loc s-a obținut :

Faza a I-a :

$$(\dot{\varphi}_2 < \dot{\varphi}_1)$$

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + M_a(t) = M_e(\omega_1),$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + k_1(\varphi_2 - \varphi_3) + c_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_a(t),$$

Faza a II-a :

$$(\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2$$

$$(J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_2 + k_1(\varphi_2 - \varphi_3) + c_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = M_a(t),$$

Ecuații comune celor două faze

$$M_e(\omega_1) = M_n[\alpha_1 + \alpha_2\omega_1/\omega_n + \alpha_3(\omega_1/\omega_n)^2]$$

pentru $\omega_1 \leqslant \omega_n$,

$$\omega_0 = 1{,}1\omega_n,$$

$$M_e(\omega_1) = M_n(\omega_1 - \omega_0)/(\omega_n - \omega_0)$$

pentru $\omega_n < \omega_1 \leqslant \omega_0$,

$$M_a(t) = \begin{cases} \beta_a M_n t/t_1 & \text{pentru } 0 < t < t_1, \\ \beta_s M_n & \text{pentru } t > t_1, \end{cases}$$

$$k_1(\varphi_2 - \varphi_3) + c_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \leqslant \beta_s M_n,$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 - k_1(\varphi_2 - \varphi_3) - c_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + k_2(\varphi_3 - \varphi_4) + c_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = 0,$$

$$J_4\ddot{\varphi}_4 - k_2(\varphi_3 - \varphi_4) - c_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + k_3(\varphi_4 - \varphi_5) + c_3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + k_{14}(\varphi_4 - \varphi_{12}) + c_{14}'(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{12}) = 0,$$

$$J_5\ddot{\varphi}_5 - k_3(\varphi_4 - \varphi_5) - c_3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + k_4(\varphi_5 - \varphi_6) + c_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + k_9(\varphi_5 - \varphi_9) + c_9(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_9) = 0,$$

$$J_6\ddot{\varphi}_6 - k_4(\varphi_5 - \varphi_6) - c_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + k_5(\varphi_6 - \varphi_7) + c_5(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) + k_7(\varphi_6 - \varphi_8) + c_7(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_8) = 0,$$

$$J_7\ddot{\varphi}_7 - k_5(\varphi_6 - \varphi_7) - c_5(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) + k_6(\varphi_7 - \varphi_{19}') + c_6(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{19}') = 0.$$

$$J_8\ddot{\varphi}_8 - k_7(\varphi_6 - \varphi_8) - c_7(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_8) + k_8(\varphi_8 - \varphi_{19}') + c_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_9\ddot{\varphi}_9 - k_9(\varphi_5 - \varphi_9) - c_9(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_9) + k_{10}(\varphi_9 - \varphi_{10}) + c_{10}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{10}) + k_{12}(\varphi_9 - \varphi_{11}) + c_{12}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{11}) = 0,$$

$$J_{10}\ddot{\varphi}_{10} - k_{10}(\varphi_9 - \varphi_{10}) - c_{10}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{10}) + k_{11}(\varphi_{10} - \varphi_{19}') + c_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_{11}\ddot{\varphi}_{11} - k_{12}(\varphi_9 - \varphi_{11}) - c_{12}(\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_{11}) + k_{13}(\varphi_{11} - \varphi_{19}') + c_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_{12}\ddot{\varphi}_{12} - k_{14}(\varphi_4 - \varphi_{12}) - c_{14}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{12}) + k_{15}(\varphi_{12} - \varphi_{13}) + c_{15}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{13}) + k_{20}(\varphi_{12} - \varphi_{16}) + c_{20}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{16}) = 0,$$

$$J_{13}\ddot{\varphi}_{13} - k_{15}(\varphi_{12} - \varphi_{13}) - c_{15}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{13}) + k_{16}(\varphi_{13} - \varphi_{14}) + c_{16}(\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{14}) + k_{18}(\varphi_{13} - \varphi_{15}) + c_{18}(\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{15}) = 0,$$

$$J_{14}\ddot{\varphi}_{14} - k_{16}(\varphi_{13} - \varphi_{14}) - c_{16}(\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{14}) + k_{17}(\varphi_{14} - \varphi_{19}') + c_{17}(\dot{\varphi}_{14} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_{15}\ddot{\varphi}_{15} - k_{18}(\varphi_{13} - \varphi_{15}) - c_{18}(\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{15}) + k_{19}(\varphi_{15} - \varphi_{19}') + c_{19}(\dot{\varphi}_{15} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_{16}\ddot{\varphi}_{16} - k_{20}(\varphi_{12} - \varphi_{16}) - c_{20}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{16}) + k_{21}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) + c_{21}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) + k_{23}(\varphi_{16} - \varphi_{18}) + c_{23}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{18}) = 0,$$

$$J_{17}\ddot{\varphi}_{17} - k_{21}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) - c_{21}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) + k_{22}(\varphi_{16} - \varphi_{19}') + c_{22}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$J_{18}\ddot{\varphi}_{18} - k_{23}(\varphi_{16} - \varphi_{18}) - c_{23}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{18}) + k_{24}(\varphi_{18} - \varphi_{19}') + c_{24}(\dot{\varphi}_{18} - \dot{\varphi}_{19}') = 0,$$

$$k_6(\varphi_7 - \varphi_{19}') + c_6(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}'/4,$$

$$k_8(\varphi_8 - \varphi_{19}') + c_8(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}'/4,$$

$$k_{11}(\varphi_{10} - \varphi_{19}') + c_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}'/4,$$

$$k_{13}(\varphi_{11} - \varphi_{19}') + c_{13}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}'/4,$$

$$k_{17}(\varphi_{14} - \varphi_{19}') + c_{17}(\dot{\varphi}_{14} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}''/4,$$

$$k_{19}(\varphi_{15} - \varphi_{19}') + c_{19}(\dot{\varphi}_{15} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}''/4,$$

$$k_{22}(\varphi_{16} - \varphi_{19}') + c_{22}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}''/4,$$

$$k_{24}(\varphi_{13} - \varphi_{19}') + c_{24}(\dot{\varphi}_{13} - \dot{\varphi}_{19}') \leqslant M_{\varphi\max}''/4,$$

$$M_\varphi' + M_\varphi'' = M_\varphi,$$

$$J_{19}\ddot{\varphi}_{19} + k_{25}(\varphi_{19} - \varphi_{20}) + c_{25}(\varphi_{19} - \varphi_{20}) + M_f = M_\varphi,$$

$$\eta\delta = 1 - \ln(0{,}8/(0{,}76 - |M_\varphi/M_{\varphi\max}|)),$$

$$\dot{\varphi}_{19}' = \dot{\varphi}_{19}'/\eta\delta,$$

$$J_{20}\ddot{\varphi}_{20} - k_{25}(\varphi_{19} - \varphi_{20}) - c_{25}(\dot{\varphi}_{19} - \dot{\varphi}_{20}) + M_{fr} = 0,$$

$$M_f = \begin{cases} 0 \text{ pentru } \dot{\varphi}_{19} \leqslant 0, \\ M_{f0} \text{ pentru } \dot{\varphi}_{19} > 0, \end{cases}$$

$$M_{fr} = \begin{cases} 0 \text{ pentru } \dot{\varphi}_{20} \leqslant 0, \\ M_{fr} \text{ pentru } \dot{\varphi}_{20} > 0, \end{cases}$$

Sistemul de ecuații diferențiale de ordinul doi (1) reprezintă modelul matematic al transmisiei autoremorcherului pentru cazul porniri de pe loc. Printr-o aranjare convenabilă a valorilor inițiale a variabilelor dependente, cu ajutorul sistemului (1), se pot studia atît regimurile dinamice tranzitorii cît și cele stabilizate de funcționare ale transmisiei.

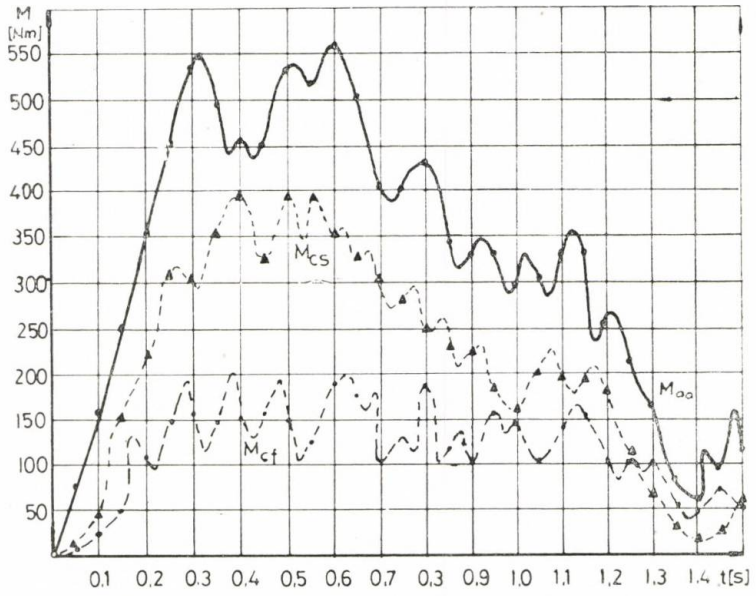


Fig. 2 Curbele de variație în timp ale momentelor de torsiune M_{aa}, M_{cs} și M_{cf}, obținute prin calcul, la $t_1 = 1{,}2$ secunde.

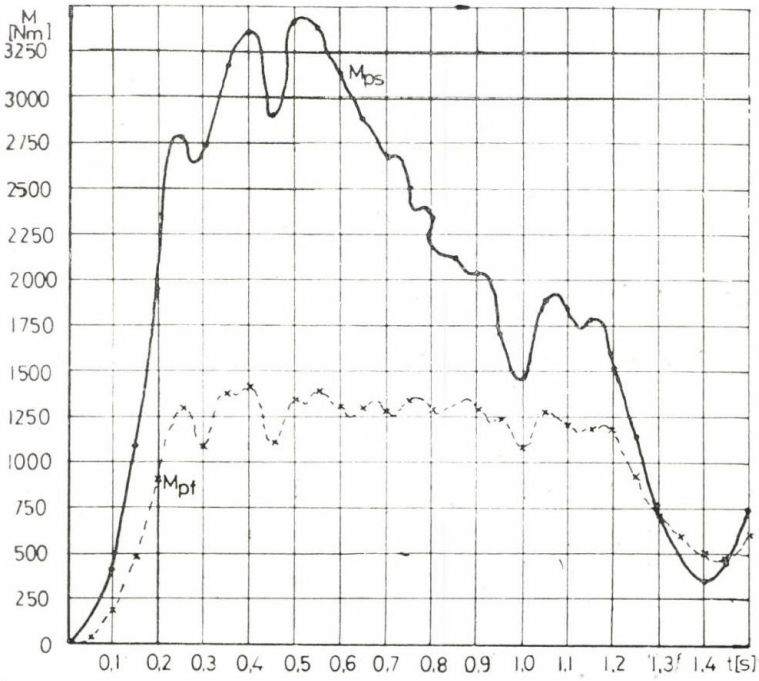


Fig. 3 Curbele de variație în timp a momentelor de torsiune M_{ps} și M_{pf}, obținute prin calcul, la $t_1 = 1{,}2$ secunde.

Modelul dinamic și matematic a fost astfel conceput încît să se poată studia atît funcționarea singulară a autoremorcherului cît și funcționarea lui în agregat cu remorcă (trailerul). Pentru aceasta se dau valori corespunzătoare mărimilor k_{25}, G_{25} și M_{fr}.

În vederea integrării, cu ajutorul calculatorului numeric, sistemul de ecuații (1) s-a transformat [1, 2] într-un sistem cu 45 de ecuații diferențiale ordinare de ordinul unu. Intregrarea sistemului, nou obținut, s-a realizat cu ajutorul unui calculator numeric FELIX C 256, folosind metoda Runge-Kutta-Gill de ordinul patru. Pentru cazul pornirii de pe loc, integrarea sistemului de ecuații s-a efectuat pentru diferite valori ale timpului t_1.

rului, la un timp $t_1 = 1{,}2$ secunde, cînd este cuplată treapta întîia de viteze. Momentele de torsiune M_{cs} și M_{cf} sînt reduse la arborele ambreiajului.

Această reducere s-a făcut pentru a evidenția modul de repartizare a momentului de torsiune în cutia de distribuție.

Rezultă că $M_{cf} < M_{cs}$ după cum se repartizează momentul de torsiune între punțile motoare din spate și față prin diferențialul interaxial al cutiei de distribuție. Modul de repartizare a momentului de torsiune se menține și la nivelul arborilor planetari, așa cum rezultă din figura 3.

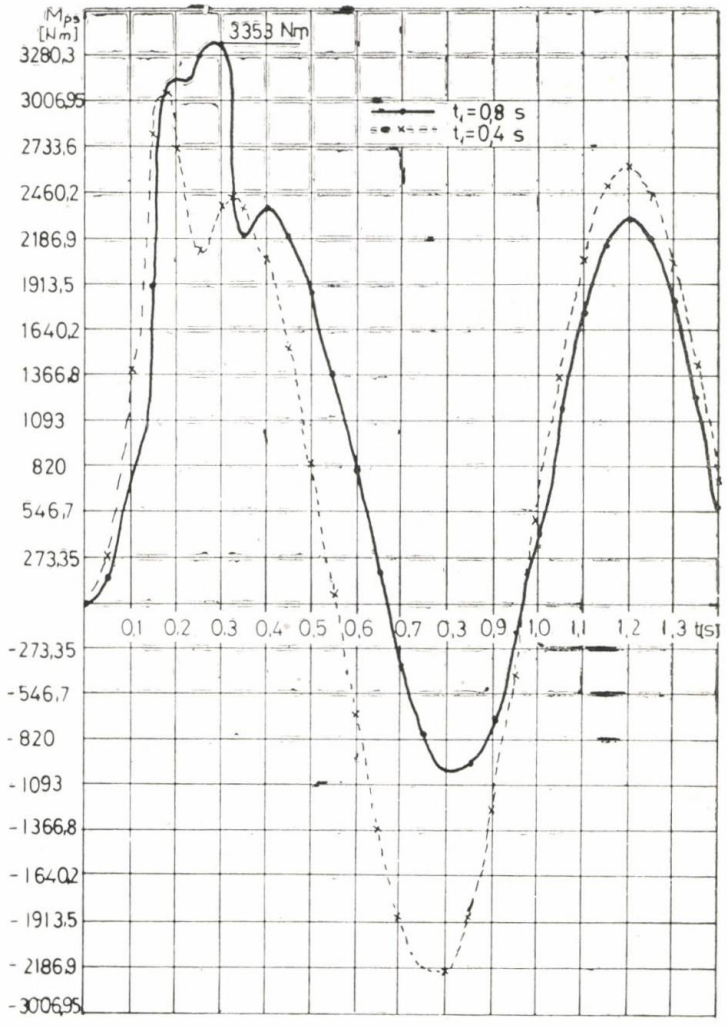


Fig. 4 Curbele de variație în timp ale momentului de torsiune M_{ps}, obținute prin calcul, la pornirea de pe loc, în treapta întîia, a autoremorcherului singular.

În figurile 2 și 3 sînt prezentate o parte din rezultatele obținute prin integrarea sistemului cu 45 de ecuații diferențiale, corespunzătoare pornirii de pe loc a autoremorche-

Pentru integrarea sistemului cu 43 de ecuații diferențiale care corespunde autoremorcherului singular, la fel ca în cazul precedent s-au obținut curbele de variație în func-

ție de timp ale momentelor de torsiune din arborii transmisiei remorcherului. In figura 4 sînt prezentate curbele de variație ale momentului M_{ps} în funcție de timp pentru $t_1 = 0{,}4$ secunde și $t_1 = 0{,}8$ secunde.

Din rezultatele teoretice prezentate rezultă că la pornirea din loc a autoremorcherului 8 x 8, momentele de torsiune cresc brusc la valori ridicate, urmînd apoi o descreștere pronunțată a acestora și chiar trecerea la valori negative. După perioada de „relaxare" Procedînd după această metodă, s-au obținut curbele de variație în timp ale momentelor de torsiune din doi arbori planetari unul din partea dreaptă a punții motoare mijloc-spate și celălalt din partea stîngă a punții motoare spate-spate. Aceste curbe s-au înregistrat pe bandă de hîrtie sensibilă la raze ultraviolete.

Oscilograma din figura 5 corespunde pornirii brusce de pe loc a autoremorcherului, cînd este cuplată treapta întîia a cutiei de viteze.

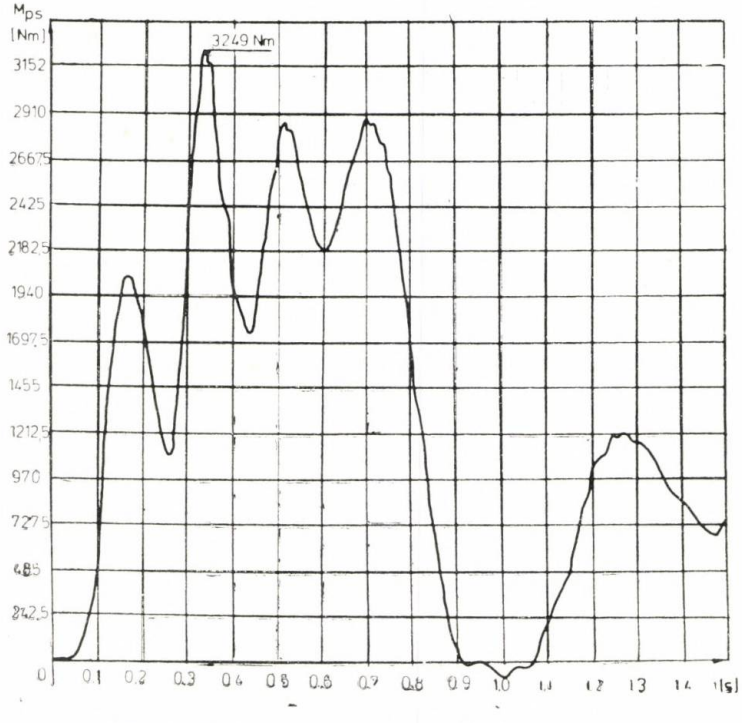


Fig. 5 Oscilograma momentului de torsiune M_{ps} la pornirea bruscă de pe loc, în treapta întîia, a autoremorcherului singular.

transmisia se încarcă din nou, momentele de torsiune oscilează în jurul unei valori medii. Urmărind curbele de variație ale momentelor de torsiune se observă și efectul amortizării.

Trebuie precizat că, prin integrarea sistemului (1), simultan cu curbele momentelor de torsiune, se obțin și curbele de variație în funcție de timp ale vitezelor unghiulare ale maselor inerțiale ale modelului dinamic și există și posibilitatea de calcul al deplasărilor unghiulare.

Cercetarea pe cale experimentală a solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8 se face utilizînd metoda electrotensiometrică de măsurare și înregistrare.

Comparînd valoarea maximă a momentului de torsiune M_{ps} obținută prin simulare pe calculatorul numeric FELIX C-256, cu cea obținută pe cale experimentală se constată o apropiere bună între ele. Astfel, prin calcul s-a obținut $M_{ps\,max} = 3353$ Nm, iar după experimentări a rezultat $M_{ps\,max} = 3249$ Nm. De asemenea curba experimentală a momentului de torsiune M_{ps} ca formă este apropiată de cea teoretică. Fenomenul de „relaxare" al transmisiei autovehiculului rezultă și din oscilograma prezentată.

In baza acestor considerații rezultă că modelul dinamic și cel matematic al transmisiei sînt corecte, permițînd simularea cu su-

ficientă precizie pe calculatoarele numerice a solcitărilor dinamice din transmisiile unor astfel de autovehicule.

Cercetarea pe calculator a solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8 oferă proiectanților posibilitatea alegerii celor mai raționale soluții constructive și stabilirii din faza de proiectare a regimurilor de manevrare, în timpul exploatării, a subansamblelor transmisiilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pereș, Gh ș.a.:* Cercetarea solicitărilor dinamice din transmisia autocamionului ROMAN 8135-F cu ajutorul calculatorului FELIX C-256. Construcția de mașini, 29 (1977), nr. 11, p. 535-540.

[2] *Pereș, Gh. ș.a.:* Cercetări privind stabilirea solicitărilor dinamice din transmisia mecanică a autotrenului ITIA de 38 t. echipat cu motor de 256 CP. Construcția de mașini, 30 (1978), nr. 5, p. 227-232.

CZ : 621.431.73

Aprecierea adaptabilității motorului de automobil

Dr. ing. Aurel **STOICESCU** — Institutul Politehnic București

Adaptabilitatea motorului de automobil caracterizează capacitatea acestuia de a învinge creșterile de rezistență la înaintare și de a permite deplasarea automobilului cu viteze mici, fără să fie necesară trecerea într-un etaj inferior al schimbătorului de viteze. Adaptarea motorului la condițiile de mers prezintă interes îndeosebi în cazul cînd este cuplat etajul de priză directă, întrucît funcționarea în acest etaj are loc în cea mai mare parte din timpul de folosire a automobilului.

Din modul cum se definește adaptabilitatea, rezultă că drept măsură a sa trebuie adoptate următoarele mărimi :

— rezistența specifică totală maximă învinsă de automobil în etajul de priză directă ;
— viteza critică realizată de către automobil în priză directă ;
— stabilitatea funcționării motorului în priză directă.

Pentru automobilele de teren, precum și pentru automobile obișnuite, în anumite condiții de circulație în orașe, prezintă mare importanță și viteza critică în etajul I și stabilitatea funcționării motorului în acest etaj.

Mai trebuie remarcat faptul că pentru aprecierea completă a adaptabilității este necesară și cunoașterea vitezelor minime stabile de deplasare ale automobilului la rezistență specifică totală relativ mică. Determinarea acestor viteze necesită însă cunoașterea caracteristicilor de turație ale motorului la sarcini parțiale, care, în general, nu sînt date în caracteristicile tehnice ale automobilului. Ținînd seamă că valorile mari ale acestor viteze le corespund, de asemenea, viteze critice mari și invers, deși nu este pusă în evidență o dependență precisă cu caracter general, se poate considera că determinarea numai a vitezelor critice este suficientă.

Printr-un calcul obișnuit de performanțe și tracțiune, efectuate pentru un același automobil echipat cu diferite motoare, se pot determina mărimile arătate mai sus și astfel se stabilește care motor este mai adaptabil. Metoda aceasta este, însă, incomodă fiindcă pe de o parte comportă multe calcule, iar pe de altă parte nu întotdeauna dispunem de toate elementele necesare calculului. De aceea, se utilizează o altă metodă care constă în determinarea unor parametri calculați cu elemente luate din caracteristica exterioară a motorului, cu ajutorul cărora se apreciază gradul de adaptabilitate a motorului.

Astfel, pentru aprecierea gradului de suplețe (adaptabilitate) a motorului se utilizează trei parametri :

— indicele de adaptabilitate : $C_a = \frac{M_{max}}{M_m}$;

— coeficientul de elasticitate : $S = \frac{n_1}{n_m}$;

— coeficientul global de elasticitate : $e = \frac{C_a}{S}$,

unde :

M_{max} — reprezintă momentul motor maxim ;
M_m — momentul corespunzător puterii maxime ;
n_m — turația corespunzătoare puterii maxime ;
n_1 — turația corespunzătoare momentului motor maxim.

Este de observat că pentru aprecierea gradului de suplețe, unii autori folosesc fie numai indicele de adaptabilitate, fie numai coe-

ficientul de elasticitate. Coeficientul global de elasticitate are o utilizare mai restrînsă, deşi unii autori consideră că acesta este parametrul care ar permite aprecierea cea mai completă a gradului de adaptabilitate [1], [2], [3].

In literatură, aşa cum s-a mai arătat, nu există un punct de vedere unitar cu privire la utilizarea acestor parametri, după cum nu există o analiză amănunţită care să dea un răspuns la problema dacă parametrii amintiţi permit aprecierea efectivă a adaptabilităţii motorului.

In cele ce urmează se încearcă stabilirea măsurii în care cei trei parametri (C_a, S şi e) pot fi folosiţi pentru aprecierea adaptabilităţii motorului. Toate consideraţiile care urmează se referă la motorul în patru timpi cu aprindere prin scînteie presupunîndu-se că el echipează autoturisme.

Calea care se urmează este aceea de a găsi dependenţa dintre mărimile ce determină efectiv adaptabilitatea şi parametrii C_a, S şi e.

Pentru a putea compara motoarele din punctul de vedere al adaptabilităţii este necesar să presupunem că acestea echipează un acelaşi automobil căruia i se impune aceleaşi performanţe principale ce sînt prescrise şi în tema de proiectare. De asemenea, trebuie comparate motoare de aceeaşi putere maximă. Aceasta, pentru motivul că un motor cu acelaşi grad de suplete sau chiar mai mic, dar cu o putere maximă mai mare, datorită excesului de putere sporit, oferă o adaptabilitate mai bună. Remarca trebuie să fie luată în consideraţie şi la aprecierea adaptabilităţii motorului în exploatare [3].

In scopul efectuării calculelor care urmează se vor folosi rezultatele obţinute în lucrarea [4]. Se mai notează :

P_m — puterea maximă a motorului, [CP] ;
k_A — factorul aerodinamic, [kgf. m.$^{-2}$ s^2] ;
V_{max} — viteza maximă a automobilului, [km/h ;]
$P_{v_{max}}$ — puterea motorului la viteza maximă, [CP] ;
$n_{v_{max}}$ — turaţia arborelui cotit la viteza maximă, [rot/min] ;
r_r — raza de rulare a roţii motoare, [m] ;
i_0 — raportul de transmitere al angrenajului în unghi ;
$\psi_{d_{max}}$ — rezistenţa specifică maximă a drumului învinsă în priză directă ;
ψ_{max} — rezistenţa specifică maximă a drumului ce trebuie învinsă de automobil ;
V_{cd} — viteza critică în etajul de priză directă, [km/h] ;
F_t — forţa de tracţiune, [kgf] ;
η_t — randamentul transmisiei.

După cum este cunoscut, există relaţiile :

$$\frac{P_m}{P_{v_{max}}} = \xi ; \quad \xi = 1{,}0 \div 1{,}1 \ [8] ;$$

$$\frac{n_{v_{max}}}{n_m} = \zeta ; \quad \zeta = 1{,}05 \div 1{,}25 \ [6{,}8].$$

Intrucît se compară automobile cu aceleaşi performanţe principale, echipate cu motoare de aceeaşi putere maximă, înseamnă că este dat dinainte.

Pentru determinarea lui i_0 este necesară cunoaşterea lui ζ [4]. Folosind datele din [4] s-a construit în figura 1 graficul funcţiei $\zeta = \zeta(C_a)$, cu s considerat parametru.

In [5] se face o analiză calitativă detaliată a stabilităţii funcţionării motorului de automobil, luîndu-se în consideraţie particulari-

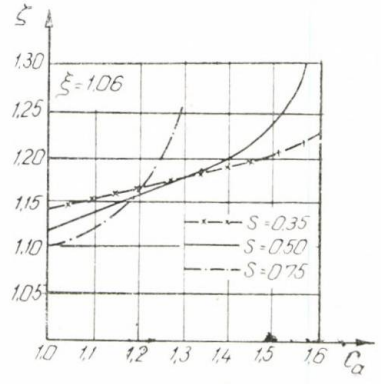


Fig. 1

tăţile sale de funcţionare. Stabilitatea regimului de funcţionare se apreciază cu ajutorul factorului de stabilitate [5] :

$$F_s = \frac{d(\Sigma R)}{dV} - \frac{dF_t}{dV}, \qquad (1)$$

unde ΣR este suma forţelor de rezistenţă la înaintarea automobilului.

Totuşi, mărimea definită prin relaţia (1) nu caracterizează suficient de exact stabilitatea funcţionării motorului de automobil. In adevăr, să considerăm un automobil care se deplasează în regim unifrom cu viteza V_0. Presupunem că sub acţiunea unor factori perturbatori viteza automobilului s-a modificat la o nouă valoare $V_1 = V_0 + \Delta V$, ΔV fiind creşterea de viteză ; în momentul cînd s-a atins această nouă valoare a vitezei, acţiunea factorilor perturbatori încetează. Din acest moment ecuaţia de mişcare a automobilului se scrie :

$$\frac{\delta \cdot G_a}{3{,}6g} \cdot \frac{dV}{dt} = F_t - \Sigma R, \qquad (2)$$

unde δ reprezintă coeficientul care ţine seamă de influenţa maselor în mişcare de rotaţie.

Dezvoltînd în serie Taylor atît pe F_t, cît şi pe ΣR în jurul lui V_0 şi reţinînd primii doi termeni, întrucît considerăm variaţiile de viteză mici, rezultă :

$$\frac{\delta G_a}{3{,}6g}\cdot\frac{dV}{dt}=F_t(V_0)-\Sigma R(V_0)+$$

$$+(V-V_0)\left[\frac{dF_t}{dV}-\frac{d(\Sigma R)}{dV}\right]_{V_0} \qquad (3)$$

Ţinînd seamă că în regim uniform este satisfăcută relaţia :

$$F_t(V_0)-\Sigma R(V_0)=0,$$

rezultă :

$$\frac{\delta G_a}{3{,}6g}\cdot\frac{dV}{dt}=(V-V_0)\left[\frac{dF_t}{dV}-\frac{d(\Sigma R)}{dV}\right]_{V_0} \qquad (4)$$

S-a obţinut astfel o ecuaţie diferenţială cu variabilele separabile, care se poate integra uşor. Ţinînd seamă că pentru $t=0$, $V=V_1$, soluţia ecuaţiei diferenţiale este :

$$V-V_0=\Delta V\cdot\exp\cdot\left[\frac{3{,}6g}{\delta G_a}\left(\frac{dF_t}{dV_0}-\frac{d\Sigma R}{dV_0}\right)t\right] \qquad (5)$$

Din examinarea relaţiei (5) rezultă imediat condiţia de stabilitate, şi anume :

$$\frac{d(\Sigma R)}{dV_0}-\frac{dF_t}{dV_0}>0$$

De asemenea, din aceeaşi relaţie, rezultă şi modul cum trebuie aleasă mărimea ce caracterizează stabilitatea ; astfel, ca măsură completă a stabilităţii se poate alege expresia :

$$\theta_s=\frac{1}{\delta G_a}\left[\frac{d(\Sigma R)}{dV}-\frac{dF_t}{dV}\right], \qquad (6)$$

pe care o denumim *exponentul de stabilitate*.

Dacă se consideră expresia :

$$\tau=\frac{\delta G_a}{3{,}6g\left(\dfrac{d\Sigma R}{dV}-\dfrac{dF_t}{dV}\right)}, \qquad (7)$$

se observă că ea are dimensiunile timpului, putînd fi interpretată ca o constantă de timp şi aleasă ca măsură a stabilităţii.

În cele ce urmează se va folosi relaţia (6) datorită avantajelor legate de reprezentarea grafică. Utilizînd expresiile forţei de tracţiuni [4] şi ale rezistenţelor la înaintare, exponentul de stabilitate în priză directă se scrie :

$$\theta_{sd}=-\frac{540P_{\max}\eta_t}{\delta G_a V_{\max}^2}\cdot\frac{S(C_a-1)\zeta^2}{(s-1)^2}+$$

$$+\left[\frac{540P_{\max}\eta_t}{V_{\max}^3}\cdot\frac{(C_a-1)\zeta^3}{(S-1)^2}+\frac{2kA}{13}\right]\frac{V}{\delta G_a} \qquad (8)$$

Pentru prima treaptă a schimbătorului de viteză forţa de tracţiune şi respectiv viteza se scriu :

$$F_{t_1}=\frac{M(V)i_0i_{s_1}\eta_t}{r_r},\qquad V=0{,}377\frac{r_rn}{i_0i_{s_1}}, \qquad (9)$$

unde i_{s1} reprezintă raportul de transmisie al etajului I.

Valoarea acestui raport se calculează cu relaţia [5] :

$$i_{s_1}=\frac{G_a\psi_{\max}r_r}{\eta_tM_{\max}}=\frac{G_a\psi_{\max}r_r}{\eta_tM_m}\cdot\frac{1}{C_a} \qquad (10)$$

Plecînd de la relaţia de definiţie (6) şi ţinînd seamă de relaţiile (9) şi (10), după o serie de transformări convenabile, se obţine expresia exponentului de stabilitate pentru prima treaptă a schimbătorului de viteze :

$$\theta_{s_1}=\frac{2G_a^2\psi_{\max}^2}{270\eta_t\delta P_{\max}}\cdot\frac{S(C_a-1)}{(S-1)^2C_a^2}+$$

$$+2\left[\frac{kA}{13}+\left(\frac{G_a\psi_{\max}}{270\eta_tP_{\max}}\right)^2G_a\psi_{\max}\cdot\frac{C_a-1}{c_a^3}\times\right.$$

$$\left.\times\frac{1}{(S-1)^2}\right]\frac{V}{G_a} \qquad (11)$$

Rămînînd să determinăm în continuare expresiile ce dau vitezele critice în priză directă şi în treapta I-a.

Viteza critică este viteza minimă cu care automobilul se poate deplasa într-un etaj oarecare, cu motorul funcţionînd stabil pe caracteristica exterioară. Din definiţie, este clar că viteza critică va fi acea viteză care anulează exponentul de stabilitate. Pentru priza directă ea este dată de relaţia (13) din [4], adică tocmai viteza pentru care se realizează şi $\psi_{d\max}$. Viteza critică în prima treaptă este :

$$V_{C_1}= \qquad (12)$$

$$=\frac{\dfrac{G_a^2\psi_{\max}^2}{270\eta_tP_{\max}}\cdot\dfrac{S}{(S-1)^2}\cdot\dfrac{C_a-1}{C_a^2}}{\dfrac{kA}{13}+\left(\dfrac{G_a\psi_{\max}}{270\eta_tP_{\max}}\right)^2G_a\psi_{\max}\cdot\dfrac{C_a-1}{C_a^3}\cdot\dfrac{1}{(S-1)^2}}$$

În general se consideră, în mod aproximativ, că vitezele critice corespund turației pentru moment maxim, în etajele respective Un calcul simplu arată că dacă în relațiile (13) din [4] și (12) nu se ține seamă de termenul $\frac{kA}{13}$ de la numitorul expresiilor respective, atunci vitezele critice corespund într-adevăr turațiilor pentru moment maxim. Așadar determinarea vitezelor critice după metoda simplificată este justificată doar în cazul cînd s-ar putea neglija termenul $\frac{kA}{13}$. Calculele numerice dovedesc că, în general, pentru etajul I neglijarea termenului arătat este permisă. În acest caz viteza critică este dată de o formulă mai simplă :

$$V_{c_1} = \frac{270 P_m \eta_t}{G_a \psi_{\max}} \cdot s C_a \qquad (13)$$

În schimb, pentru priza directă neglijarea termenului menționat conduce la erori destul de însemnate. Din acest motiv este necesar ca viteza critică să fie determinată prin utilizarea relației (13) din [4].

O problemă interesantă este aceea de a stabili condițiile în care diferite automobile, echipate cu motoare cu caracteristici exterioare de aceeași formă (s și C_a aceleași), au aceleași valori ale mărimilor ce caracterizează efectiv adaptabilitatea. Răspunsul la această problemă se obține prin examinarea expresiilor deduse anterior.

Pentru a nu căpăta criterii prea complicate, în comparația care se face se va presupune că $\xi = \text{const.}$

Din analiza relației (12) din [4] se constată că se obține același $\psi_{d_{\max}}$, în condițiile precizate mai sus, dacă *) :
$\lambda = \text{const.}$, $\mu = \text{const.}$, $\nu = \text{const.}$, unde :

$$\lambda = \frac{P_m}{G_a V_{\max}}, \quad \mu = \frac{P_m^2}{kA\, G_a V_{\max}^4},$$

$$\nu = \frac{P_m}{kA V_m^3} \qquad (14)$$

Cei trei parametri de mai sus nu sînt independenți, ceea ce se poate constata observînd că $\lambda\mu = \nu$ și scriind ecuația de bilanț a puterilor la viteza maximă sub forma :

$$\psi_0 + \frac{\lambda}{13\nu} = \frac{270\eta_t}{\xi} \cdot \lambda \qquad (15)$$

*) Atît aici, cît și la celelalte mărimi, criteriile deduse îndeplinesc condiția de suficientă, nu și de necesitate. Indeplinirea și a ultimei condiții ar conduce la expresii prea complicate.

Deci, de fapt, numai un singur parametru este independent. Este preferabil ca acesta să fie ales λ, întrucît la calcularea lui sînt necesare mărimi care de obiecei se găsesc în caracteristicile tehnice ale automobilului.

Rezultă că automobilele echipate cu motoare avînd caracteristici exterioare de aceeași formă și cu același grad de utilizare a puterii maxime a motorului la viteza maximă (ξ) vor învinge aceeași rezistență maximă în priză directă dacă :

$$\frac{P_m}{G_a V_{\max}} = \text{const.} \qquad (16)$$

Pentru celelalte mărimi se precedează în mod analog, în continuare dîndu-se direct rezultatele.

Astfel, vitezele critice în priză directă sînt egale cînd :

$$\frac{P_m}{G_a} = \text{const.}, \quad V_{\max} = \text{const.} \qquad (17)$$

iar exponenții de stabilitate în priză directă au aceleași valori dacă :

$$\frac{P_m}{\delta G_a} = \text{const.} \quad V_{\max} = \text{const.} \qquad (18)$$

Pentru viteza critică în treapta I rezultă criteriile :

$$\frac{P_m}{G_a \psi_{\max}} = \text{const.} \quad \frac{kA}{G_a \psi_{\max}} = \text{const.} \qquad (19)$$

în timp ce pentru egalitatea exponentelor de stabilitate se obține

$$\frac{P_m}{\delta G_a \psi_{\max}} = \text{coost.}, \quad \frac{kA}{\delta G_a \psi_{\max}} = \text{const.}, \qquad (20)$$

Urmărind expresiile mărimilor ce caracterizează efectiv adaptabilitatea se desprinde observația importantă că **acestea nu depind de valorile efective ale turațiilor caracteristice ale motorului (n_m, n_1), ci numai de raportul dintre ele.** Totuși, trebuie avut în vedere faptul că, în general, s și C_a depind de valoarea turației la puterea maximă [7].

Din analiza expresiilor mai sus amintite se constată că ele depind într-un mod relativ complicat atît de C_a cît și de s. Pentru a evidenția mai clar modul în care s și C_a influențează asupra adaptabilității, se va lua un exemplu numeric și se vor trasa grafice corespunzătoare, din analiza cărora se pot trage anumite concluzii. Aceste concluzii sînt valabile nu numai pentru exemplul considerat, ci și pentru o serie de automobile care satisfac aceleași criterii, așa cum s-a arătat mai sus. Datorită existenței a două va-

riabile, pentru a face posibilă reprezentarea în plan, una din ele, s, va fi considerată parametru.

Caracteristicile automobilului ales pentru exemplificare sînt: $G_a = 1\,675$ kgf; $kA = 0{,}078$ kgf·s^{2}m^{-2}; $\eta_t = 0{,}92$; $r_r = 0{,}335$ m; $V_{max} = 125$ km·h^{-1}; $P_m = 76{,}4$ CP; $\psi_{max} = 0{,}32$; $\xi = 1{,}06$.

În urma calculelor efectuate s-au trasat diagramele reprezentate în figurile 2, 3, 4, 5 și 6.

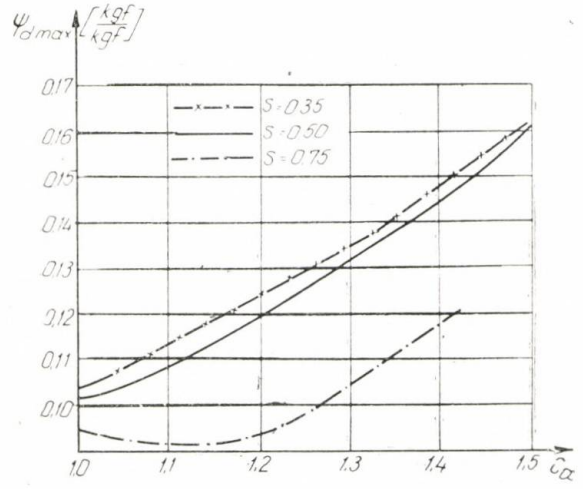


Fig. 2

In figura 2 rezultă că $\psi_{d_{max}}$ se poate aprecia foarte bine cu ajutorul lui C_a atunci cînd $S \leq 0{,}50$. In schimb, pentru $S > 0{,}50$ această apreciere nu mai este atît de exactă, astfel că pentru valori apropiate de 0,75 cele două mărimi variază în sens invers.

Analizînd figura 3 se poate observa că pentru aprecierea vitezei critice în priză di-

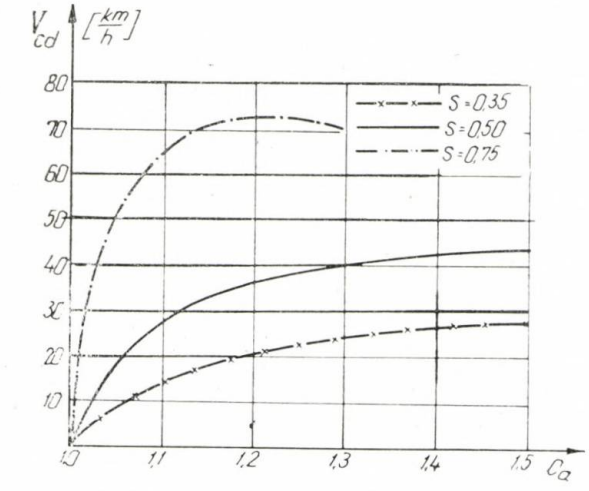


Fig. 3

rectă, cel mai indicat este de a folosi coeficientul de elasticitate s, atunci cînd C_a are valori uzuale.

În figura 4 este reprezentat produsul $(\delta\theta_{Sd})$ pentru a evita calculul lui δ, întrucît nu dispunem de toate elementele necesare. Chiar dacă δ nu rămîne constant pentru fiecare caz, variațiile sale, mai ales în priză directă, nu vor fi prea mari și nici concluziile generale nu vor fi influențate. Din această figură se trage concluzia că, din punctul de vedere al stabilității funcționării motorului, în general pentru viteze medii de circulație ridicate sînt avantajoase motoarele cu C_a și s mari, iar pentru automobilele cu viteze medii de circulație scăzută sînt avantajoase motoarele cu C_a și s mici.

Din graficele precedente mai reiese că **micșorarea lui s conduce la mărirea lui $\psi_{d_{max}}$**

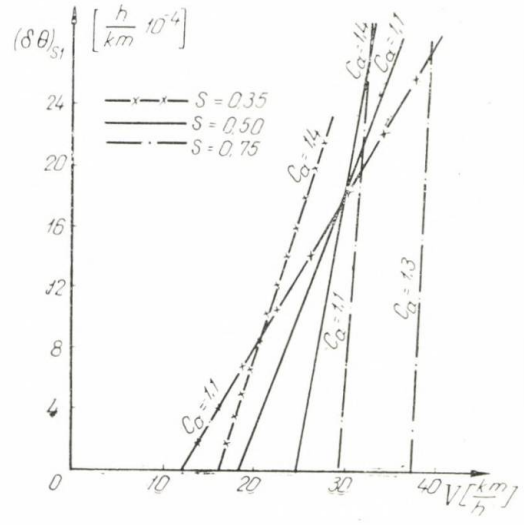


Fig. 4

și la micșorarea lui V_{cd}, pe cînd mărirea lui C_a conduce la mărirea atît a lui $\psi_{d_{max}}$ cît și a lui V_{cd}.

În privința vitezei critice în treapta I se constată că ea crește practic liniar o dată cu C_a, pentru valori ale acestuia mai mari decît 1,05, ceea ce justifică folosirea relației (13).

Asupra exponentului de stabilitate în prima treaptă se pot face considerații asemănătoare celor de la priza directă urmărind figura 6.

Din analiza succintă de mai sus rezultă că pentru aprecierea adaptabilității este de preferat să se folosească coeficientul de elasticitate S.

Analiza formulelor deduse arată că ele **nu pot fi scrise ca niște funcții numai de coeficientul global de elasticitate e.** Deci acesta.

nu poate fi folosit singur pentru aprecierea adaptabilității, ceea ce se poate constata și din graficele trasate, întrucît, la același e, corespund valori diferite ale mărimilor de adaptabilitate. De altfel Jante [10, 11] a arătat într-un mod simplu că folosirea acestui coeficient nu este justificată pentru aprecierea adaptabilității motorului de automobil.

În urma analizei efectuate se pot trage următoarele **concluzii** generale:

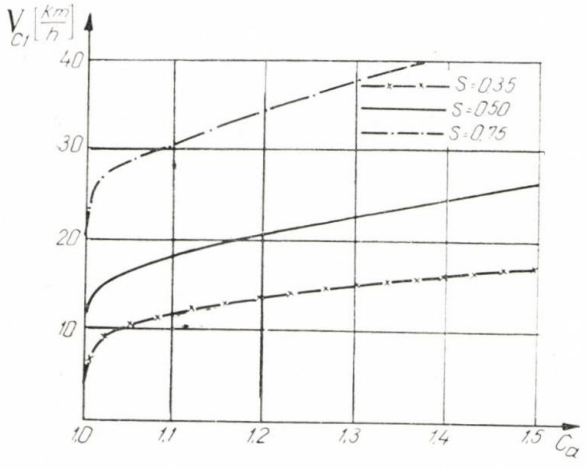


Fig. 6

— adaptabilitatea motorului de automobil se poate aprecia cu ajutorul lui s și C_a, ea fiind determinată însă nu numai de caracteristicile motorului, ci și de caracteristicile automobilului pe care-l echipează;

— mărimile ce definesc adaptabilitatea prezintă cerințe contradictorii cu privire la valorile lui C_a și s, existînd soluții de compromis, impuse de condițiile de circulație și de destinația automobilului respectiv;

— formulele deduse permit determinarea adaptabilității utilizînd un număr relativ mic de date care pot fi luate din caracteristicile automobilului respectiv.

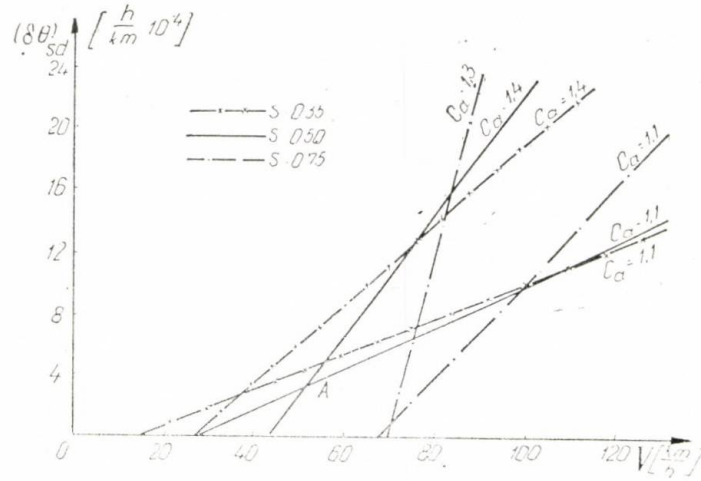


Fig. 5

BIBLIOGRAFIE

[1] *Flösseel, W.:* Der Einfluß der Motoren — Elastizität auf die Fahrleistungen eines schnellen Kraftfahrzeugs. în ATZ, 59, Nr. 1, Januar, 1957.

[2] *Vzorov, B. A.:* Oțencinîe parametrî karbiuratornîh dvigatelei na primere evropeiskin legkovîh avtomobilei, în Avtomobilnaia promîșlennosti XXXI, nr. 10, okteabri, 1965.

[3] *Stockmar, J.:* Elasticitatea motoarelor, în Automobil-Ilustrierte, 17, nr. 24 decembrie, 1964. Traducerea în Intreprinderea, repararea și exploatarea autovehiculelor, Caiete selective, 6, nr. 5, mai, 1965.

[4] *Stoicescu, A.P.:* O contribuție la calculul de tracțiune al automobilului, în Buletinul Institutului politehnic București (în curs de publicare).

[5] *Zimelev. G. V.:* Teoria avtomobilea, Mașghiz, Moskva, 1959.

[6] *Ghiulai, C.:* Mecanica automobilului, Editura tehnică, București 1965.

[7] *Muraviev, D. V.:* Priblijennîi rascet vnești harakteristiki cetîrehtaktnogo avtomobilnogo dvigatelea, în Avtomobilnaia promîșlennosti, XXXII, nr. 1. ianvari, 1966.

[8] *Falkevici, B.S.:* Teoria avtomobilea, Mașghiz, Moskva, 1963.

[9] *Orlin, S.A., ș.a.:* Dvigateli vnutrenego sgorania, tom. III, Mașghiz. 1962.

[10] *Jante, A.:* Entwicklungsrichtungen für die Farzeugmotoren-Kennlinien, în „Kraftfahrzeugtechnik", 7, nr. 7 Julie, 1957.

[11] *Bussien:* Automobiltechnisches Handbuch, Zweiter Band. Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin, 1965.

CZ : 621.694

Cercetări experimentale privind generarea și utilizarea ejecției interioare Coandă

Conf. dr. ing. Victor **BENCHE,** conf. dr. ing. Lidia **BENCHE,** ing. Gabriel **TURZO** — Universitatea Brașov
Ing. Stan **FOTA** — I.C.I.M. Brașov

Introducere

Ejectoarele Coandă sînt aparate amplificatoare de fluid cu suprafețe depresive (voleți) interioare sau exterioare. In aplicațiile preconizate de autori ele pot utiliza ca fluid primar (motor) aer comprimat, gaze arse, abur ș.a. ce realizează o inducție fluidică avînd la bază efectul Coandă, fluidul antrenat putînd fi aer, gaze arse, emanații, diverse noxe (ejectorul avînd rol de exhaustor), aer cu suspensii, materiale fluidizate (transport pneumatic), diverse lichide (pulverizator, arzător, pompă cu jet) etc.

În lucrările autorilor [1 . . . 3] se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale privind unele aplicații industriale ale ejecției Coandă, în transportul pneumatic, în ventilarea și condiționarea aerului ș.a. Se prezintă cîteva realizări constructive de ejectoare Coandă cu un singur ajutaj, deci cu un singur jet fluid primar inelar și rezultatele experimentării lor pe un stand original. S-a constatat posibilitatea practică de a utiliza, cu rezultate bune, dispozitive și aparate din categoria de ejectoare Coandă specificată în aspirarea locală (exhaustare) și în transportul pneumatic.

In scopul de a obține performanțe îmbunătățite privind coeficientul de antrenare (diminuarea consumului de fluid motor pe unitatea de debit de fluid antrenat), randamentul ș.a. pentru creșterea capacității de aspirare — refulare, diminuarea gabaritului, greutății și consumului de metal, pentru sporirea posibilității de adaptare la diverse utilizări și regimuri funcționale ș.a., autorii au construit și experimentat un aparat amplificator de fluid cu două jeturi active interioare, lansate de către ajutaje interioare în cascadă.

Concepția ejectorului cu efecte gazodinamice interioare combinate este o transpunere a dispozitivului aripei propulsivosustentatoare (APS), care combină efectul Coandă și efectul de volet fluid pe suprafețe depresive (voleți) exterioare prevăzute cu ajutaje în cascadă (în scopul obținerii forțelor de portanță și fluido-propulsivă, cu aplicații la fluidodine-aerodina lenticulară Condă, ALC, tip APS —și hidrodine — nave cu aripi hidroportante, NHP —), în „interior", folosind ajutaje inelare în cascadă alimentate cu un fluid motor. In cazul funcționării unui singur ajutaj, construcția permițînd acest lucru, se obține un ejector Coandă interior simplu.

Ejectorul cu efecte interioare combinate poate deschide un nou orizont, care prezintă avantaje multiple în domeniile de utilizare preconizate, ce pot fi evidențiate mai bine de către construcții practice, avînd adaptarea corespunzătoare utilizărilor propuse.

Realizarea constructivă a unui ejector cu ajutaje interioare în cascadă

Schema constructivă este concepută folosind noile avantaje ale efectului Coandă evidențiate prin combinarea acestuia cu efectul de volet fluid (jet-flap), pentru folosirea la maxim a eficienței suprafeței voletului, obținut pe profile interioare.

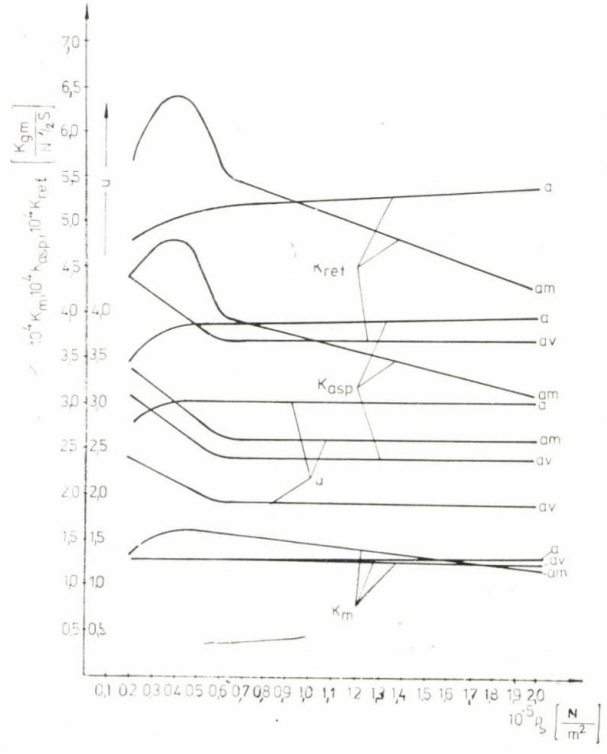


Fig. 1 Ejector cu ajutaje interioare în cascadă.

În figura 1 se dă un exemplu de realizare a aparatului.

In corpul ejectorului **6,** în partea din spre amonte, este înşurubată piuliţa specială intermediară 3, ce poate fi fixată într-o anumită poziţie cu ajutorul contrapiuliţiei 4. In capătul din spre aval al corpului ejectorului **6** este introdus tubul difuzor **9,** blocabil cu ajutorul piuliţă — difuzor aval **10.** In capătul din spre aval al piuliţei speciale intermediare **3** este fixat tubul intermediar special profilat **7.** Prin capătul din spre amonte al puiliţei **3** este înşurubată piuliţa confuzor amonte **1,** ce poartă bucşa profilată 5. Blocarea piuliţei **1** într-o anumită poziţie se face cu ajutorul contrapiuliţei **2.** Intre bucşa profilată **5** şi tubul intermediar special profilat **7,** ca şi între acesta din urmă şi tubul difuzor **9** se formează ajutajele inelare reglabile : primar **5 a** şi respectiv secundar **7 b.** Bucşa **5** şi tubul **7** sînt prelucrate în mod special, asigurînd suprafeţele volet interioare (depresive) **7 a** şi respectiv **9 a.** Ejectorul poate fi prevăzut cu conductele : de aspiraţie **11** şi de refulare **12.** Piesele **1, 5,** 7 şi 9 pot fi înlocuite cu alte piese identice, în caz de uzură sau, în cazul experimentării altor variante, profilate cu altă geometrie.

Alimentarea cu fluid motor se face prin racordul **8** şi canalizaţia de alimentare, formată din camerele inelare de presiune **A** şi **B,** care comunică între ele prin orificiile practicate în flanşa tubului intermediar **7.** Camerele **A** şi **B** comunică cu ajutajele reglabile **5 a** şi **7 b** omoloage suprafeţelor — volet interioare **7 a** şi **9 a.** Schema constructivă permite reglajul independent al fantelor (ajutajelor) inelare şi închiderea lor, prin simplă înşurubare. Prin jocul secţiunilor de trecere se poate stabili raportul necesar de debite prin ajutaje. Reglajul debitului fluidului motor adus prin racordul **8** se poate face cu ajutorul unui ventil, nefigurat în schemă.

Inchizînd unul dintre ajutaje, se obţine un ejector Coandă interior simplu. Dacă, de exemplu, se închide ajutajul **5 a,** fluidul motor este lansat prin intermediul ajutajului inelar **7 b,** la suprafaţa — volet **9** a. In continuare jetul inelar deviază prin efect Coandă, curge de-a lungul suprafeţei interioare **9 b** (difuzor)şi crează o stare depresionară ce se propagă în spre amonte, provocînd deci o „sucţiune" şi realizînd aspirarea şi antrenarea agentului purtat. Prin urmare, funcţionarea aparatului se bazează pe producerea ejecţiei Coandă în interior. Fenomenul se produce şi în cazul cînd ajutajul **7 b** este închis şi ajutajul **5 a** este deschis, această situaţie fiind însă preferenţială deoarece lansarea fluidului motor se face în secţiunea minimă.

Variind debitul de fluid lansat de un ajutaj se pot obţine diferite caracteristici funcţionale. Variaţia cantităţii de mişcare datorită amplificării debitului de fluid provoacă o forţă de impuls rezultantă axială, care poate fi folosită ca forţă propulsivă în cazul utilizării aparatului ca dispozitiv fluidopropulsor.

In cazul deschiderii ambalajelor ajutaje, fluidul lansat de ajutajul **5 a,** sub formă de jet tangenţial la suprafaţa-volet **7 a,** deviază prin efect Coandă şi o părăseşte pe la bordul său de fugă, dînd naştere unui volet fluid care se suprapune peste jetul interior lansat de ajutajul **7 b,** în condiţiile prezentate mai sus. Apare în această regiune o nouă zonă specifică ce dă naştere unei depresionări suplimentare, care se propagă sub formă de undă în amonte şi sporeşte „sucţiunea" aparatului. Se obţine o îmbunătăţire a performanţelor aparatului, concomitent cu posibilitatea prelucării unui debit sporit de fluid motor (creşte „capacitatea" ejectorului).

Parametrii funcţionali caracteristici ai amplificatorului de fluid propus depind de înălţimea iniţială (reglabilă) a jetului (ajutajului) b_0, de distanţa dintre bordurile de fugă l a doi voleţi consecutivi, de valorile unghiurilor de înclinare α_7 şi α_9, de valoarea unghiului difuzorului α, de jocul secţiunilor şi lungimilor altor elemente componente ale ejectorului, de natura şi starea agentului fluid motor şi a celui antrenat ş. a.

O problemă o constituie şi numărul suprafeţelor-volet şi ajutajelor aferente, în cascadă, astfel pentru o situaţie dată, să se obţină antrenarea unei cantităţi maxime de fluid. Condiţiile de suprapunere a voleţilor fluizi obţinuţi prin efect Coandă se referă la distanţa l şi la unghiurile α astfel încît în cazul unor suprafeţe-volet „i" şi „$i+1$" consecutive, datorită rigidităţii voletului fluid, jetul „$i+1$" să asigure devierea în continuare prin efect Coandă a jetului „i" în lungul liniei de curent respective, adică particula defluid M_{i+1} să antreneze în direcţia ei de mişcare particula de aer M_i mărindu-i corespunzător viteza.

Studiul experimental al ejectorului cu ajutaje interioare în cascadă

Se notează cu m_m, m_{asp}, $m_{ref} = m_{asp} + m_m \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$ debite masice de fluid motor, aspirat şi refulat şi cu

$$u = \frac{m_{asp}}{m_m} = \frac{m_{ref}}{m_m} - 1, \qquad (1)$$

coeficientul de antrenare (de ejecţie, de inducţie sau de amestec) .

În scopul definirii, aprecierii comparative, recomandării, adoptării, adaptării, optimizării etc. ejectoarelor Coandă, în lucrările [1, 2] au fost propuși indicatori funcționali originali. Astfel, au fost elaborate debitele — modul:

$$K_i = \frac{m_i}{\sqrt{p_s}}, \quad (i = m, \text{asp, ref.}), \tag{2}$$

reprezentînd debitele de fluid: motor (lansat de ajutajele inelare), aspirat (antrenat) prin ejecție Coandă și respectiv, refulat (amestec) de către ejector, pentru unitatea de presiune P_s a fluidului motor, considerată la intrarea în ejector.

Semnificația constructivă, internă, a indicatorului K_m rezultă din expresia:

$$K_m = \alpha \varepsilon S \sqrt{2\rho}, \tag{3}$$

care include elementele constructive și funcționale caracteristice ale dispozitivului de transformare a energiei primare (potențiale) în energie cinetică:

S — secțiunea totală, inelară, de lansare a ajutajelor;

α — coeficientul de debit al ajutajelor, global, depinzînd de geometria lor, de calitatea execuției și de reglaj;

ρ — masa specifică a fluidului motor, la intrare;

ε — coeficientul de expansiune termodinamică (detentă izentropică), funcție de p_s și presiunea finală și de natura fluidului motor.

Se definește, într-o nouă expresie, coeficientul de antrenare:

$$u = \left(\frac{K_{asp}}{K_m}\right) p_s = \left(\frac{K_{ref}}{K_m} - 1\right)_{p_s} \tag{4}$$

și gradul de utilizare a energiei primare:

$$\eta_j = \frac{m_j p_j}{m_m p_s} = \frac{K_j}{K_m} \frac{p_j}{p_s}, \quad (j = \text{ref, asp}), \tag{5}$$

privitor la linia de refulare a ejectorului (j=ref.), p_{ref} fiind presiunea totală la gura de refulare a ejectorului, sau privitor la capacitatea de aspirație (exhaustare) a ejectorului (j=asp).:

Notînd cu:

$$\varepsilon_i = \frac{p_j}{p_s}, \quad (j = \text{ref, asp}), \tag{6}$$

se obține expresia:

$$\eta_{ref} = (1 + u) \cdot \varepsilon_{ref}, \quad \eta_{asp} = u \cdot \varepsilon_{asp} \tag{7}$$

Ridicarea caracteristicilor funcționale ale ejectorului Coandă interior propus s-a făcut pe standul experimental original prezentat în [2, 3].

In figura 2 sînt prezentate, în vederea obținerii unei imagini comparate, curbele caracteristice experimentale ale prototipului, funcționînd cu ambele ajutaje (curbele „**a**"), funcționînd cu ajutajul plasat în secțiunea minimă a aparatului (curbele amonte „**am**") și funcționînd cu ajutajul plasat în aval (curbele „**av**").

Se constată, de la prima vedere, apropierea valorilor u față de ejectorul subsonic aer-aer convențional, unde valorile optime sînt în general cuprinse între 2 și 3. Astfel, în zona de presiune $p_s = (0{,}6 \ldots 0{,}7) \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$, unde valorile u se stabilizează cu presiunea s-a obținut:

— $u = 1{,}8$; $m_m = 2 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$; $m_{asp} = 3{,}6 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$

și $m_{ref} = 5{,}6 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$ (în cazul folosirii numai a ajutajului aval;

— $u = 2{,}6$; $m_m = 2{,}4 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$; $m_{asp} = 6{,}25$ și

$m_{ref} = 8{,}65 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$ (în cazul folosirii numai a ajutajului amonte);

— $u = 3$; $m_m = 2 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$; $m_{asp} = 6$ și $m_{ref} = 8$ (în cazul folosirii ambelor ajutaje).

Optimul energetic s-a constatat în cazul valorii minime a presiunii $p_s \approx 0{,}2 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$, în cazul folosirii numai a unui singur ajutaj ($u = 2{,}3$ cazul „**av**" și $u = 3{,}4$ cazul „**am**"), explicabil prin valoarea minimă a pierderilor aeraulice, ca urmare a debitelor mici. În cazul folosirii ambelor ajutaje, optimul energetic, $u = 3$, se stabilizează pentru $p_s > 0{,}4 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$.

Se constată mai buna funcționare a ajutajului de bază (amonte) în raport cu cel aval.

Performanțele funcționale ale prototipului, superioare în cazul lucrului cu ambele ajutaje, sînt ilustrate prin creșterea relativă a coeficientului de antrenare u al ejectorului în zona stabilizată de funcționare, prin valorile mai ridicate ale debitului K_{ref} și K_{asp} (și prin alura ascendentă a acestor curbe cu p_s) și prin valorile K_m (și alura curbei $K_m - p_s$) mai favorabile.

Astfel, în cazul antrenării unor debite mai mari, cu o funcționare stabilă, pentru valoarea maximă a presiunii, figurată $p_s = 2 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, pentru $m_m = 3{,}5 \frac{\text{Kg}}{\text{min}}$, s-a obținut:

— $u = 1{,}8$; $m_{asp} = 6{,}3 \frac{Kg}{min}$ și $m_{ref} = 9{,}8 \frac{Kg}{min}$ (în cazul folosirii numai a ajutajului aval) ;

— $u = 2{,}6$; $m_{asp} = 9{,}1 \frac{Kg}{min}$ și $m_{ref} = 12{,}6 \frac{Kg}{min}$ $= 12{,}6 \frac{Kg}{min}$ (în cazul folosirii numai a ajutajului amonte) ;

— $u = 3$: $m_{asp} = 10{,}5 \frac{Kg}{min}$ și $m_{ref} = 14 \frac{Kg}{min}$ (în cazul folosirii ambelor ajutaje).

Experiențele realizate pe prototipul de ejector cu ajutaje reglabile interioare în cascadă au urmărit evidențierea superiorității

— un ventejector, bazat pe un ejector Coandă exterior întubat, experimentat în cadrul Universității din Brașov, care prezintă valori $u > 20$.

Precizarea unor calități specifice

Aparatul proiectat, construit și experimentat de autori prezintă o serie de calități specifice. Față de ejectorul subsonic convențional, cu reducerea de secțiune, aparatul prezintă evantajul că fluidul antrenat și amestecul (fluid motor+antrenat) au o mișcare axială, fără nici-o schimbare de direcție, ceea ce facilitează aspirația și antrenarea și simplifică considerabil problema amplasării sale într-o instalație hidropneumatică. Această caracteristică specifică este avantajoasă la

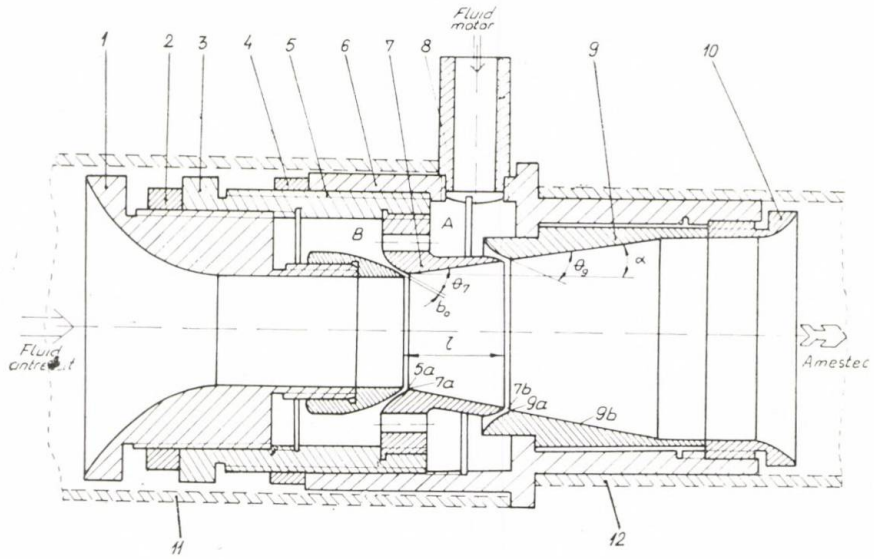


Fig. 2 Rezultate obținute prin folosirea ambelor ajutaje.

funcționale (debite sporite, o caracteristică funcțională mai stabilă, randamentul mai ridicat ș. a.) ,în raport cu ejectorul cu un singur ajutaj, obținerea corelațiilor necesare dintre ș.a.

Precizăm însă că, unele realizări constructive de ejectoare Coandă experimentate de autori, specializate și de dimensiuni mai mari, au demonstrat superioritatea acestora în raport cu ejectorul convențional și prin valori superioare ale coeficientului de antrenare u, astfel :

— un dispozitiv de aspirație locală la o instalație de eliminat noxele la sudura în recipienți mari în cadrul unui atelier mecanic auto, având orificiul de aspirație ∅ 35 mm, pentru $p_s = 0{,}05 \ldots 0{,}35 \frac{MN}{m^2}$, a prezentat valorile $u = 4{,}5 \ldots 9{,}5$ [1] ;

— un dispozitiv utilizat în transportul pneumatic al nisipului cuarțos și pentru sablat, care prezintă valori $u \geq 8$, [2] ;

folosirea ejectorului ca exhaustor și în transportul pneumatic al unor materiale, unde schimbările de direcție provoacă rezistențe aeraulice apreciabile, generează pericolul de depunere și înfundare și reduce capacitatea de transport.

Caracteristica specificată mai sus permite funcționarea în comun a mai multor aparate într-o instalație de transport pneumatic sau hidraulic (aparatul funcționînd ca pompă cu jet), ceea ce permite sporirea capacității de transport a sistemului, respectiv, o dimensionează mai economicoasă și utilizarea unor fluide motoare cu parametri mai coborîți.

Spre deosebire de schema fundamentală a ejectorului aeraulic Coandă, în care se alimentează cu fluid motor numai un singur ajutaj (primar) și se realizează aspirația din mediul ambiant printr-un orificiu liber, deschis, prototipul experimentat realizează suctiunea (generează undele depresionare) în

interior, în zona centrală, în secțiunea minimă, ceea ce permite încadrarea aparatului cu ușurință într-un sistem de pompare, cu conductă de aspirație și refulare, cu orificiul de aspirație „înecat" (alimentat prin cădere, sub presiune).

Față de ejectorul Coandă interior simplu, ejectorul cu efecte combinate obține un spor de eficiență, o caracteristică aspiro-respingătoare mai favorabilă în multe domenii de aplicabilitate. Devierea jetului inelar fluid din ajutajul aval pe baza efectului Coandă și „lipirea" lui pe peretele interior al difuzorului și pe o porțiune din conducta de refulare, ca și formarea voleților inelari fluizi concentrici, crează un cîmp deosebit de viteză și presiune în secțiunea vie a curentului, mai avantajos în cazul transportului pneumatic, decît sistemul convențional. Energia cinetică mare a curentului în apropierea pereților interiori facilitează transportul în suspensie, elimină depunerile, reduce frecarea dintre materialul purtat și suprafețele interioare metalice.

Aparatul are o concepție compatibilă și cu unele simplificări, poate fi realizat cu ușurință și în condiții tehnologice nu prea exigente, este robust, are o mare fiabilitate, reglajele și alte intervenții sînt simple; se poate obține rapid accesul la orice organ.

Avînd elemente reglabile și piese ușor de schimbat, gabarit și greutate reduse, alimentarea cu fluid motor putîndu-se realiza printr-un racord flexibil etc., aparatul poate dovedi o mare adaptabilitate la diverse situații aplicative.

Ejectorul cu efecte gazodinamice combinate se poate dovedi mai eficace și mai economic în multe aplicații industriale, utilizînd surse de presiune uzinale (aer comprimat din rețea, de ex.) valorificînd unele energii secundare, reziduale (gaze de eșapament, abur uzat ș.a.), reclamînd investiții minime și eliminînd, în anumite situații, investiții mai costisitoare (în cazul exhaustării unor noxe ș.a. ca dispozitiv de aspirație locală; de exemplu, elimină necesitatea unui electroventilator).

Concluzii

Autorii oferă atenției specialiștilor un ejector cu ajutaje interioare în cascadă, caracterizat prin generarea unor jeturi interioare de către ajutaje inelare reglabile, utilizînd efectul Coandă combinat cu efectul de volet fluid, pentru folosirea la maximum a eficienței suprafeței depresive, obținută pe profile interioare.

Ejectorul simplu, obținut prin funcționarea unui singur ajutaj inelar, prezintă particularitatea că generează unda depresionară (ejecția Coandă) în interior, în zona centrală a aparatului, în secțiunea minimă sau în aval de aceasta, ceea ce permite funcționarea și ca pompă cu jet, cu orificiul de aspirație „înecat".

Existența surselor de energie fluidică (aer comprimat, gaze de eșapament, abur primar sau secundar, uzat ș.a.) facilitează introducerea unor aparate cu inducție de tipul preconizat, care ar putea realiza:

— exhaustarea aerului viciat din interiorul cabinei de autovehicul sau tractor, salonului de pasageri al autobuzelor, etc.;

— introducerea de aer proaspăt în locurile mai sus amintite;

— ventilarea și condiționarea areului în spații de producție și întreținere — reparații, boxe, recipienți etc.;

— aspirația locală (dispozitive de exhaustare locală pentru sursele de noxe: sudură, polizoare, băi galvanice, vopsire, acoperire de protecție prin pulverizare ș.a.);

— pulverizarea în vederea vopsirii;

— umidificarea aerului;

— transportul pneumatic al unor particule în suspensie;

— exhaustarea gazelor arse de eșapament;

— amortizarea zgomotelor la eșaparea gazelor ș. a.

Considerăm că schema propusă și experimentările efectuate, alături de cele semnalate în [1 . . . 3], evidențiind numeroase posibilități de aplicare ale ejecției Coandă, vor contribui la crearea și utilizarea categoriilor de ejectoare semnalate (simple și cu efecte interioare combinate), deschizînd noi perspective în domeniile de utilizare preconizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Benche, V., Turzo, G., Suciu, D., Totu, I., Flucuș, V.:* Cercetări privind unele amplificatoare de fluid Coandă. Comunicare la a X-a Conferință Națională de Automobile și Tractoare, Brașov, noiembrie, 1976. Publicată în: Buletinul Universității din Brașov, Seria A — Mecanica Aplicată, Construcții de Mașini — vol. XIX — B, pag. 171—178.

[2] *Benche, V., Fota, S., Turzo, G., Suciu, D.:* Cercetări experimentale privind utilizarea în cadrul instalațiilor pentru construcții a ejectorului subsonic cu efect Coandă interior. În: Buletinul științific, a XI-a Conferință de Instalații, Sinaia, octombrie, vol. 1, 1977, — pag. 23—34.

[3] *Benche, V., Benche, L., Turzo, G., Suciu, D., Totu, I., Flucuș, V.:* Cercetări experimentale privind unele aplicații practice ale efectului Coandă. In: Revista Transporturilor și Telecomunicațiilor, nr. 6, 1977, pag. 321—326.

CZ : 620.1 : 621.893

Uzura unor materiale de frictiune rigide încercate pe standul cu frecare constantă

Conf. dr. ing. Mihai **JASCANU** — Universitatea din Galaţi

Prezenta lucrare, rezultată din necesitatea cunoaşterii şi limitării uzurii materialelor de frictiune rigide, extinde domeniul cercetării prezentat în lucrarea [2]. Incercările experimentale, efectuate pe un stand cu frecare constantă, au urmărit punerea în evidenţă a influenţei temperaturii, vitezei şi forţei de frecare sau produsului (μp) asupra intensităţii uzurii (în cazul frecării uscate pe fontă) a trei tipuri de materiale de frictiune rigide.

Din materialele de frictiune destinate încercărilor s-au confecţionat epruvete cilindrice cu diametrul de 25 mm şi grosimea de 7 mm. La fiecare încercare s-au testat simultan cîte două epruvete din acelaşi material, aşezate faţă-n faţă pe suprafeţele laterale ale discului cu frecare constantă. Inaintea efectuării unei încercări, perechea de epruvete a fost rodată, astfel încît în timpul experienţelor cupla a lucrat în zona uzurii normale.

Tabelul 1

			$v_1 = 3{,}9\ \frac{m}{s}$			$v_2 = 4{,}2\ \frac{m}{s}$			$v_3 = 4{,}5\ \frac{m}{s}$			$v_4 = 4{,}8\ \frac{m}{s}$			$v_5 = 5{,}1\ \frac{m}{s}$		
			M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3
			Intensitatea uzurii, I_u în μm/km.														
$F_1 = 40{,}8$ daN	$(\mu p)_1 = 8{,}50\ \frac{daN}{cm^2}$	$t_1 = 240°C$	34	326	63	36	339	68	39	356	80	42	380	100	46	445	129
		$t_2 = 260°C$	39	346	66	40	360	74	50	382	88	55	412	109	58	468	140
		$t_3 = 280°C$	52	375	75	55	396	84	66	415	103	75	441	119	80	502	153
		$t_4 = 300°C$	68	410	87	78	432	97	95	452	111	109	486	137	119	537	169
		$t_5 = 320°C$	106	483	107	119	500	117	133	525	134	151	549	167	174	603	195
$F_2 = 44{,}4$ daN	$(\mu p)_2 = 9{,}25\ \frac{daN}{cm^2}$	$t_1 = 240°C$	38	329	67	39	345	75	42	367	91	46	397	112	49	455	142
		$t_2 = 260°C$	43	349	73	49	373	85	55	395	104	62	422	121	70	480	151
		$t_3 = 280°C$	55	387	86	65	411	95	76	435	115	85	462	137	95	520	169
		$t_4 = 300°C$	81	434	95	89	454	113	104	476	134	118	503	146	159	555	185
		$t_5 = 320°C$	120	493	120	125	511	133	140	540	152	160	562	181	195	619	210
$F_3 = 48{,}0$ daN	$(\mu p)_3 = 10{,}00\ \frac{daN}{cm^2}$	$t_1 = 240°C$	41	331	80	42	355	90	44	374	110	48	408	127	57	469	156
		$t_2 = 260°C$	51	360	88	59	384	105	66	405	120	72	435	138	77	495	166
		$t_3 = 280°C$	69	398	99	81	420	121	90	450	133	102	473	159	114	529	184
		$t_4 = 300°C$	96	442	119	112	465	139	125	489	145	136	525	174	160	578	200
		$t_5 = 320°C$	145	512	141	160	540	157	176	560	176	200	600	210	240	510	236
$F_4 = 51{,}6$ daN	$(\mu p)_4 = 0{,}75\ \frac{daN}{cm^2}$	$t_1 = 240°C$	53	349	97	56	368	111	60	380	127	68	425	147	79	645	174
		$t_2 = 260°C$	67	369	105	76	395	122	35	420	138	94	447	161	104	481	190
		$t_3 = 280°C$	89	410	121	100	430	136	120	460	151	136	482	175	149	550	207
		$t_4 = 300°C$	131	455	137	150	471	153	170	510	175	185	535	204	199	609	237
		$t_5 = 320°C$	185	542	164	200	552	180	226	585	202	249	650	236	273	700	269
$F_5 = 55{,}2$ daN	$(\mu p)_5 = 11{,}50\ \frac{daN}{cm^2}$	$t_1 = 240°C$	60	368	136	64	381	149	70	401	166	76	449	189	89	512	216
		$t_2 = 260°C$	69	382	139	79	410	162	86	446	180	97	477	205	113	545	230
		$t_3 = 280°C$	93	424	154	110	457	179	122	489	194	138	523	223	155	590	254
		$t_4 = 300°C$	137	475	180	163	514	198	182	556	215	200	589	240	228	676	283
		$t_5 = 320°C$	258	599	209	277	605	224	309	650	242	324	700	273	347	770	318

Toate încercările s-au efectuat pe un spațiu de frecare constant ($S = 2000$ m), iar pentru fiecare tip de material de fricțiune, de la o încercare la alta, au fost variate în cinci trepte temperatura discului ($t = 240 \ldots 320°C$), viteza $v = 4{,}9 \ldots 5{,}1$ m/s și forța de frecare $F = 40{,}8 \ldots 55{,}2$ daN), sau, ceea ce reprezintă același lucru, produsul dintre coeficientul de frecare și presiune ($\mu p = 8{,}5 \ldots 11{,}5$ daN/cm^2). In timpul încercărilor a fost înregistrat spațiul de frecare, temperatura, viteza și variația presiunii și s-a măsurat uzura.

S-au elaborat trei tipuri de materiale de fricțiune rigide și anume: materialul $\mathbf{M}_1$ (42% azbest, 6,4 % pulbere de fricțiune, 2,2 % pulberi metalice, 3,5 % oxizi metalici, 37 % liant și 8,9 % alte ingrediente), materialul $\mathbf{M}_2$ (38 % azbest, 10 pulbere de fricțiune, 15 % pulberi metalice, 1 % oxizi metalici, 25 % liant și 21 % alte ingrediente) și materialul $\mathbf{M}_3$ (35 % azbest, 8,4 % pulbere de fricțiune, 17% pulberi metalice, 3 % oxizi metalici, 16 % liant și 35 % alte ingrediente). Materialele au avut următoarele caracteristici: $\sigma_r = 0{,}19 \ldots 0{,}21$ N/mm^2, $HB = 100 \ldots 120$ N/mm^2 și $R_a = 1{,}6 \ldots 3{,}2$ μm.

Discul standului cu frecare constantă, pentru toate încercările, a fost executat din fontă cu $\sigma_r = 250$ N/mm^2, $HB = 2000$ N/mm^2 și $R_a = 0{,}4 \ldots 0{,}8$ μm și cu următoarea compoziție chimică: (3,3 ... 3,5) % C, (0,6 ... 0,9) % Mn, (1,3 ... 2,1) % Si, maximum 0,12 % S,

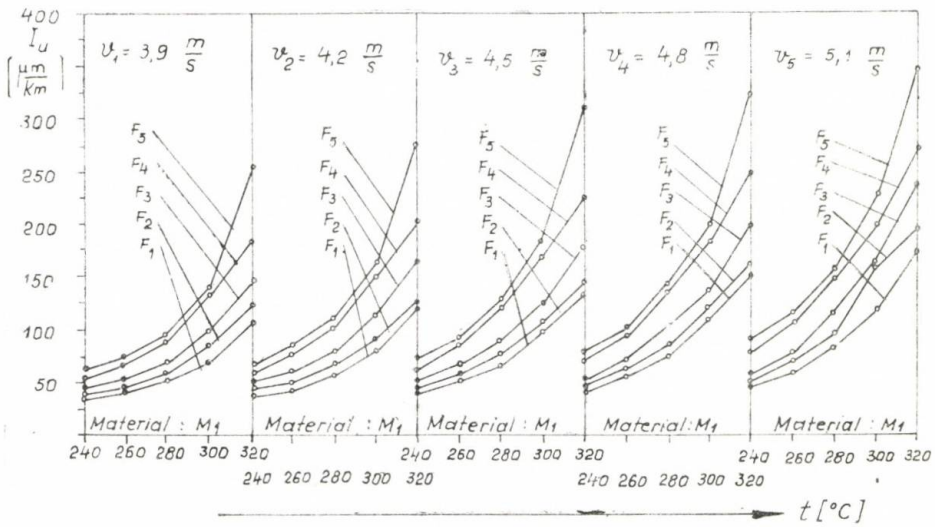


Fig. 1. Variația intensității uzurii pentru materialul $\mathbf{M}_1$ în funcție de temperatură pentru unele viteze și forțe de frecare.

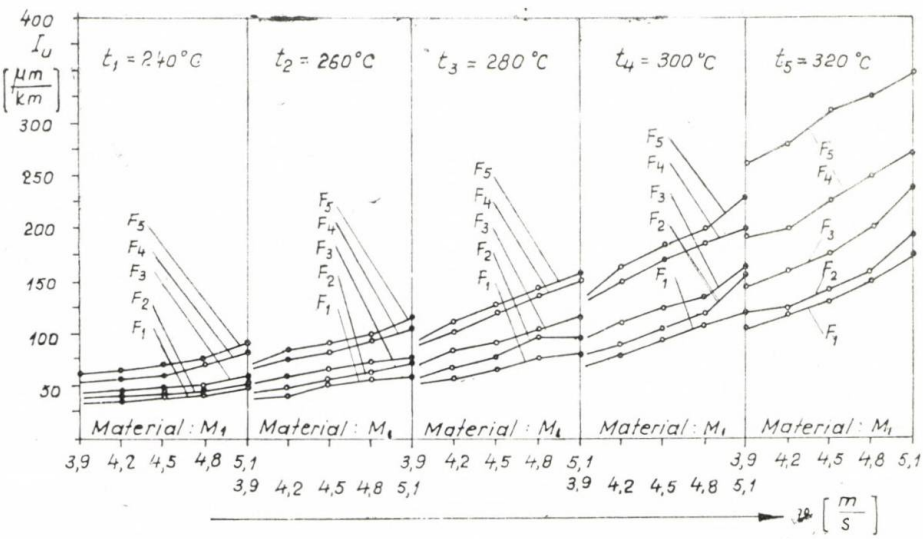


Fig. 2 Variația intensității uzurii pentru materialul $\mathbf{M}_1$ în funcție de viteză pentru temperaturile și forțele de frecare din figura 1.

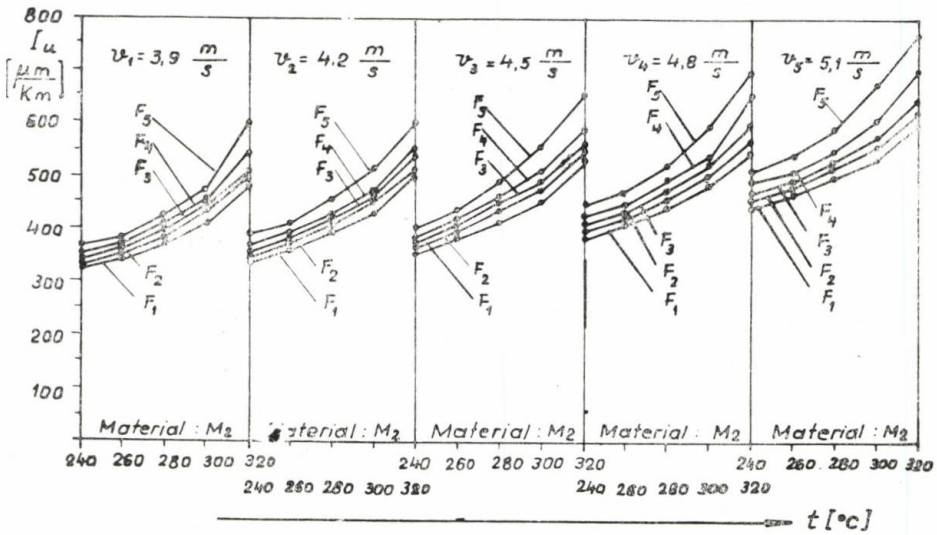


Fig. 3 Variația intensității uzurii pentru materialul M_2 în funcție de temperatura pentru unele viteze și forțe de frecare date.

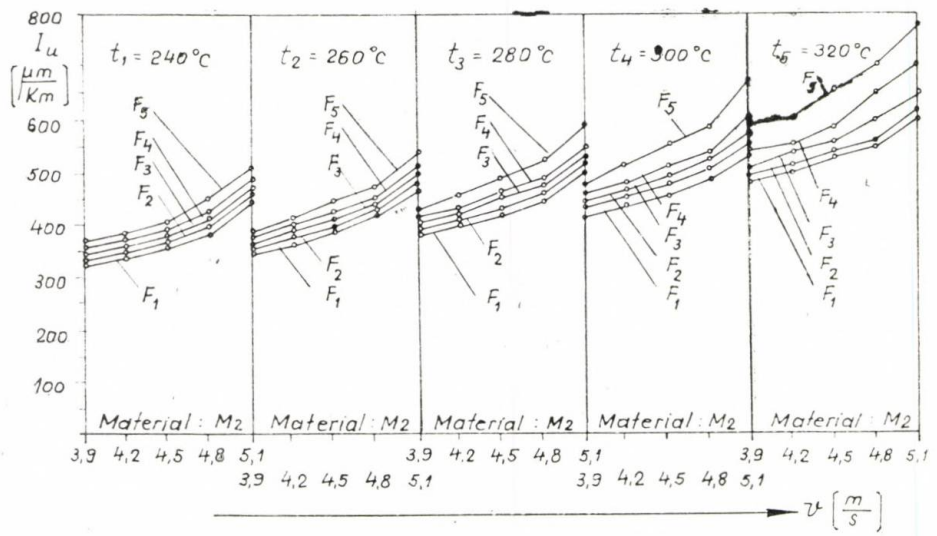


Fig. 4 Variația intensității uzurii pentru materialul M_2 în funcție de viteză pentru temperaturile și forțele de frecare din figura 1.

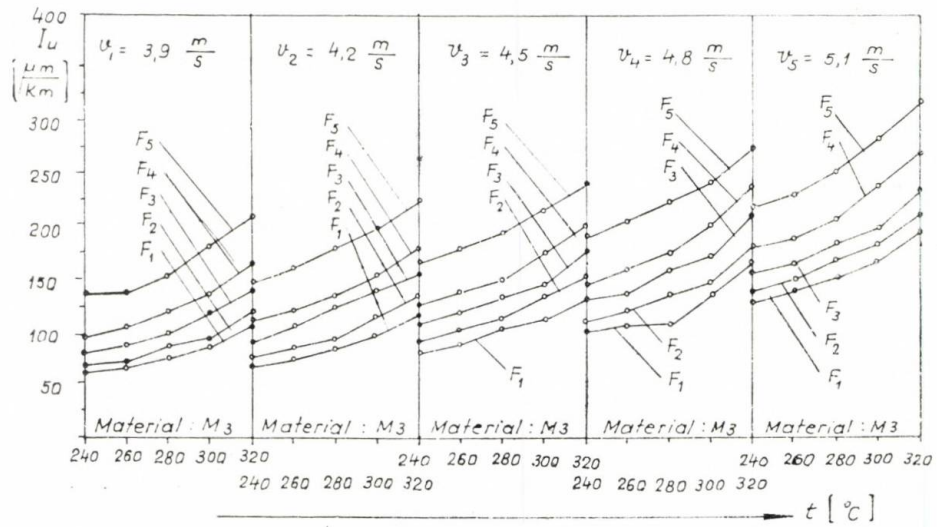


Fig. 5

maximum 0,15 % P, (0,6 ... 0,7) % Ni, (0,15 ... 0,23) % Cr și (0,2 ... 0,3) % Mo.

Rezultatele încercărilor experimentale sînt sintetizate în tabelul 1, iar variația intensității uzurii cu temperatura, la diferite viteze și pentru anumite forțe de frecare (respectiv variația cu viteza la diferite temperaturi și pentru aceleași forțe de frecare) este reprezentată în figura 1 și figura 2 pentru materialul M_1, în figura 3 și figura 4 pentru materialul M_2 și în figura 5 și figura 6 pentru materialul M_3.

Analizînd rezultatele experimentale obținute se pot face următoarele **precizări :**

a) intensitatea uzurii crește cu creșterea temperaturii, cu creșterea vitezei și cu creșterea forței de frecare sau produsului dintre coeficientul de frecare și presiune ;

b) cea mai mică intensitate a uzurii o are materialul M_1, iar cea mai mare materialul M_2 ;

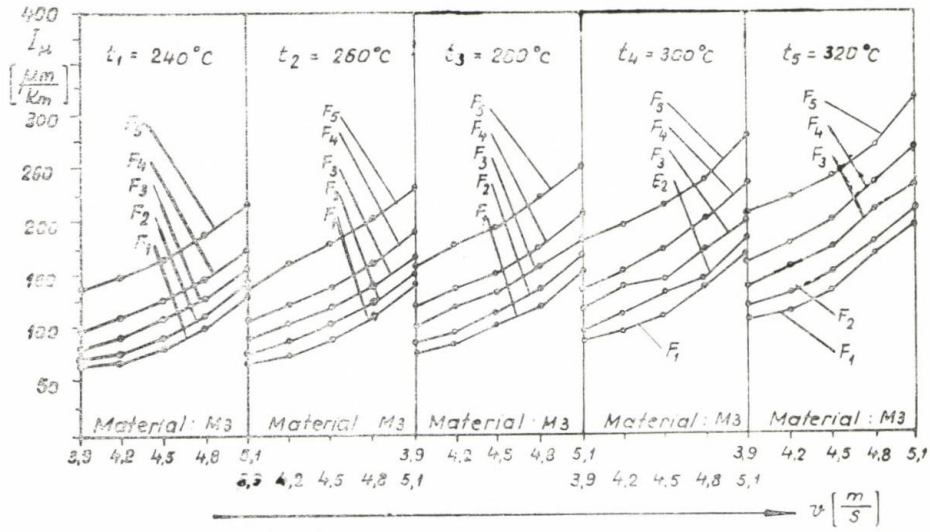


Fig. 6

c) corelat cu variația coeficientului de frecare, prezentată în lucrarea [2], se preferă materialul M_3 deoarece la o intensitate medie a uzurii corespunde cerințelor privind eficacitatea frînării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A :* Tribologie. Editura didactică și pedagogică, București, 1977.

[2] *Jâșcanu, M. :* Incercări pe standul cu frecare constantă a unor materiale de fricțiune rigide. In : Construcția de mașini, 30 (1978), nr. 5, p p. 252 ... 256.

CZ : 629.113 : 621—585

Studiu privind realizarea unei tiposerii unificate de cutii de viteze și de distribuție pentru autovehicule

Ing. Ciprian **OLTEANU**, ing. Teodor **IONIȚĂ** — I.C.P.A.T. — Brașov
Ing. Felicia **OLTEANU** — Universitatea — Brașov

Introducere

Autovehiculele grele, cu peste 3,5 t. greutate totală sînt mijloace de transport care lucrează în cele mai diferite condiții de exploatare. Transmisiile acestora trebuie să asigure buna lor funcționare în fiecare situație specifică. In principal construcțiile de transmisii urmăresc să îndeplinească următoarele obiective principale :

— realizarea unor game de raporturi de transmitere cît mai largi ;
— asigurarea transmiterii energiei de la motor la roțile motoare, la un randament cît mai ridicat pe tot domeniul de utilizare.

In figura 1 este prezentată o situație comparativă a randamentelor intrinseci ale transmisiilor utilizate în construcția de autovehicule. Se poate vedea că transmisiile hidrostatice și mecanice au randamentul cel mai ridicat pe tot domeniul de utilizare.

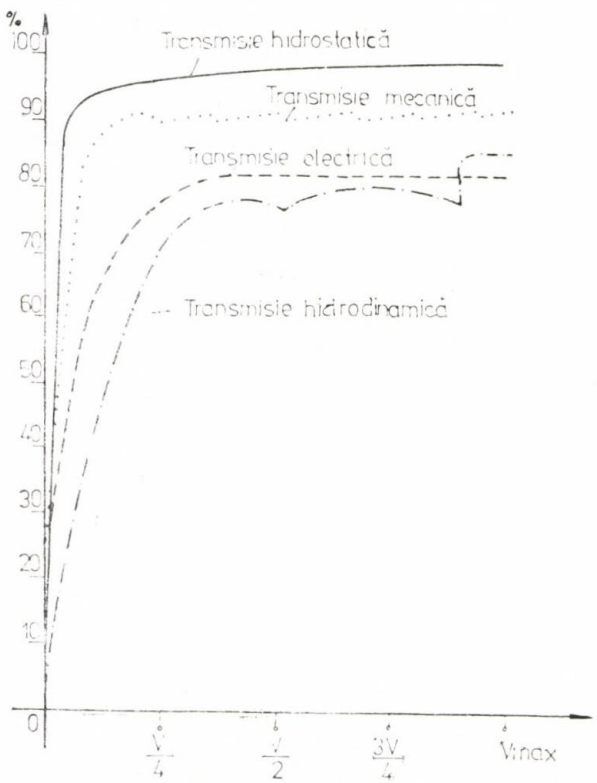


Fig. 1

Din analiza situației actuale privind transmisiile de putere ale autovehiculelor grele rezultă evident că transmisiile mecanice sînt preponderente. Din totalul autovehiculelor analizate (catalog INUFA 1977), 97 % sînt echipate cu transmisii mecanice iar 3 % cu transmisii hidromecanice. Răspîndirea largă a transmisiilor mecanice este justificată de avantajele pe care le prezintă și anume:

— randamentul propriu ridicat;
— preț de cost mai redus;
— simplitate constructivă;
— cheltuieli de întreținere reduse;
— greutate relativ redusă.

In continuare analiza se va referi, în principal, la aceste tipuri de transmisii.

Tendințe în construcția și utilizarea cutiilor de viteze

La autovehiculele grele se remarcă generalizarea cutiilor de viteze mecanice sincronizate în locul celor cu craboți (tabelul 1). Se constată o preocupare continuă pentru preocupare continuă pentru perfecționarea transmisiilor mecanice în vederea asigurării unui grad ridicat de utilizare a puterii motorului, a funcționării acestuia la regimuri economice și de îmbunătățire a dinamicității autovehiculelor.

Tabelul 1

Anii	Cutii de viteze nesincronizate	Cutii de viteze sincronizate
1968	72 %	28 %
1977	24 %	76 % (INUFA-1977)

Această preocupare se concretizează în special la cutiile de viteze pentru autovehicule grele prin sporirea numărului de trepte de viteze. Acest lucru se realizează pe mai multe căi:

a) — dublarea sau triplarea gamei vitezelor prin montarea unei cutii suplimentare după cutia de bază. La cutiile 5 K/S 110 GP (fig. 2) ZF; BR Berliet, GR Scania G 130 Steyr etc. trecerea de la o gamă de viteze la cealaltă se face cu ajutorul unui sincronizator acționat pneumatic sau cu levierele de comandă a cutiei de bază. La cutiile americane cu doi arbori intermediari, așa cu este cutia Fuller a firmei Eaton (fig. 3) sau tipul SST a firmei Dana (Maok și Caterpillar), care fabri-

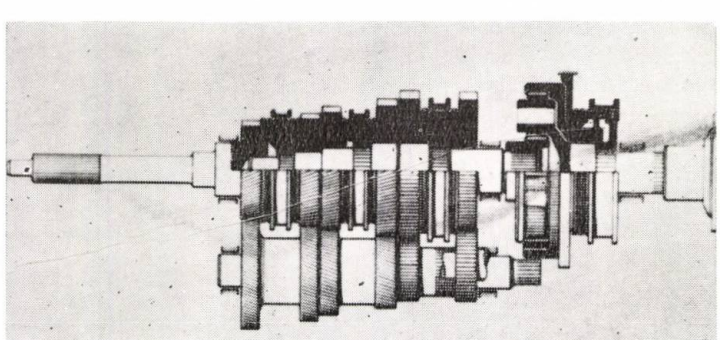


Fig. 2 Cutia de viteze 5 K/S 110 GP.

că cutii similare cu trei arbori intermediari, dublarea sau triplarea gamei de viteze se face tot cu un reductor așezat în partea din spate.

Unele firme au realizat cutii prin atașarea atît în fața cît și în spatele cutiei de bază, a unor reductoare suplimentare, figura 5. Astfel fir-

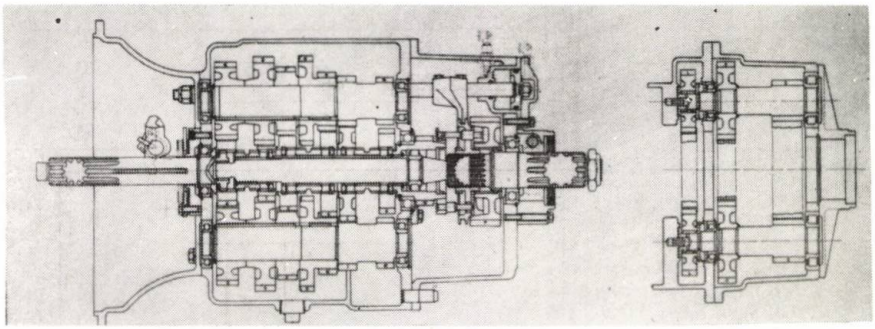


Fig. 3 Cutia de viteze Fuller.

Construcția acestuia este pe același principiu cu al cutiei principale ;

b) dublarea vitezelor prin montarea unei cutii suplimentare în fața cutiei de viteze de

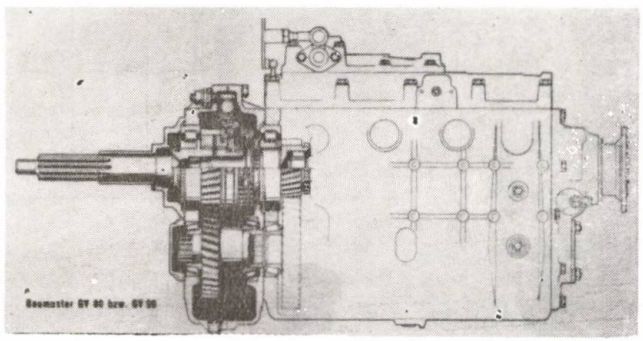


Fig. 4 Reductorul suplimentar GV 80.

bază : GV 70, GV 80, GV 90 ce se atașează la cutiile AK/S 6—80, AK's 6-90, figura 4 — toate de la firma ZF, sau GV 85, GV 105, ce se atașează la cutiile Steyer A/S 85 și AS 130.

me ca : Volvo a realizat o cutie cu 16 viteze pe formula 2 x 4 x 2, Dana a realizat o cutie de 12 viteze pe formula 2 x 2 x 2 iar Steyr a realizat cutii de viteze de tipul 2 x 5 x 2 ;

c) extinderea domeniului de acțiune a fiecărei viteze prin montarea unui convertizor între motor și cutie ; de exemplu cutia Transmatic a firmei ZF formată dintr-un dispozitiv WSK plasat în fața unei cutii mecanice sincronizată cu arbori paraleli, figura 6, [6].

Se constată preocuparea firmelor importante de transmisii mecanice (ZF, Steyr etc.) pentru realizarea unor serii unificate de cutii de viteze. In tabelul 2 se poate constata cum firma ZF, cu două tipuri pentru fiecare cutie suplimentară (GV montată înaintea cutiei și grupul planetar montat în spatele cutiei) precum și a cutiei de bază, a realizat o largă gamă de cutii atît în ce privește cuplurile de intrare cît și în ce privește rapoartele de transmitere.

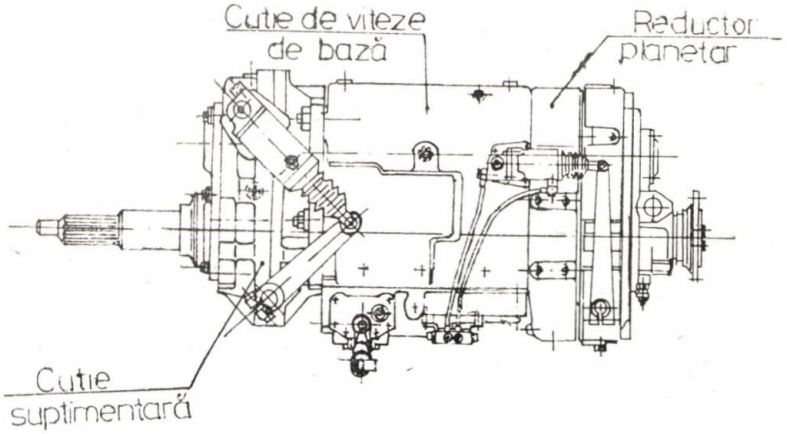


Fig. 5 Cutia de viteze 5 K/S 110 GP împreună cu reductorul suplimentar GV 90.

Tabelul 2

Nr.	Dist. între axe	Cutie de viteze				Cupluri [daNm]	Rapoarte	Putere [CP]
		avansată	de bază	suplimentară	de distribuţie			
1	143	GV 80	AK/S6 80			80	9-1	240
2			5AK/S-90	GP	GPA	90	13-1	300
3			4AK/S-120			120	9,3-1	360
4	154	GV 90	AK/S6-90			90	9-1	275
5			5AK/S 110	GP	GPA	120	13-1	360
6			4AK/S-150			150	9,3-1	400

Grupul planetar CP poate fi de construcţie simplă ca din figura 2, sau să conţină şi cutie de distribuţie.

Tendinţe în construcţia şi utilizarea cutiilor de distribuţie

Din studiul utilizării cutiilor de distribuţie la autovehiculele cu toate roţile motoare se pot constata următoarele :

— cutiile de distribuţie se utilizează pentru o gamă largă ale masei totale a autovehiculelor (3000÷30000 kg) şi corespunzător o gamă largă a cuplului de intrare în cutie de la 70 daNm la 1300 daNm. Se constată utilizarea la autovehiculele de mic tonaj a cutiilor de distribuţie fără diferenţial interaxial cu dimensionarea corespunzătoare a punţilor motoare. La autovehiculele de tonaj mare (cuplul de intrare în cutia de distribuţie peste 300 daNm) se utilizează în general cutii de distribuţie cu diferenţial interaxial, care duce la o dimensiune optimă a punţilor motoare. Cutiile de distribuţie sînt prevăzute cu dispozitive de blocare mecanică a diferenţialului interaxial ;

— în majoritatea cazurilor, firmele producătoare de autovehicule îşi fabrică şi cutiile de distribuţie necesare. Sînt însă şi firme specializate cum este ZF-RFG care produce toată gama de cutii de distribuţie în scopul montării pe autovehicule cu diferite destinaţii. Cutiile de distribuţie utilizate sînt de tip mecanic, cu două trepte de turaţie avînd cuplarea celor două trepte cu craboţi cu comandă mecanică sau pneumatică. Sînt flanşate pe cutiile de viteze sau montate separat de acestea, legătura făcîndu-se cu cardane. Diferenţialul interaxial este în general asimetric format dintr-un reductor planetar cu roţi cilindrice. Diferenţialul interaxial are posibilităţi de blocare. **Propuneri privind tiposeria de cutii de viteze şi cutii de distribuţie.**

In tabelul 3 sînt arătate cutiile de viteze fabricate la I.A. Braşov şi I.A. Piteşti în gama de la 32 daNm la 80 daNm. Se observă că

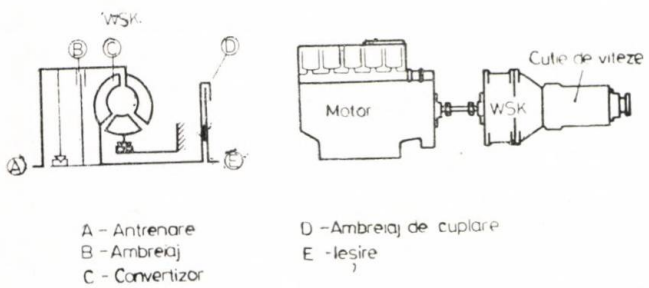


Fig. 6 Cutie de viteze sincronizată ZF împreună cu convertizorul de cuplu hidrodinamic de tip WSK.

această gamă nu acoperă necesitățile de cutii de viteze pentru autovehiculele de tonaj mic și cele pentru autovehiculele grele cu motoare de puteri mai mari de 256 CP.

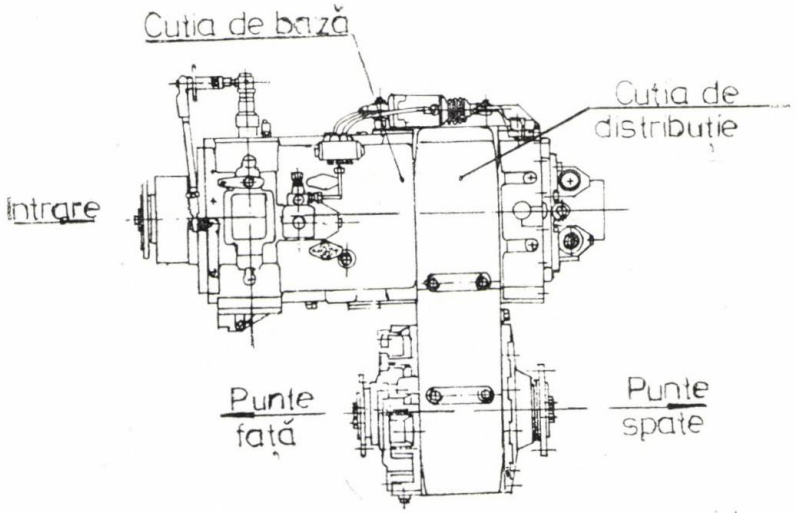


Fig. 7 Cutia de viteze 5 K/S 110 GPA.

Tabelul 3

Cutii de viteze fabricate pe plan intern

Nr. crt.	Denumirea	Cuplul motor [daNm]	Rapoarte de transmitere	Masa [kg]	Montaj	Cuplare	Acționare	Observații
1	131 ; 132	32	4,92 ; 2,605 ; 1,625 ; 1,00 ; Mî ; 5,41	80	Flanșă pe motor	Treptele 2, 3, 4, sînt sincronizate. Restul de viteze nesincronizate.	Cu levier acționat central	Asimilată
2	113 ; 114 ; 116	32	6,599 ; 3,69 ; 2,26 ; 1,43 ; Mî ; 7,096 ; Taho : 2,66		Flanșată pe motor	Treptele 2, 3, 4 sînt sincronizate. Restul nesincronizate	Cu levier acționat central	Asimilată
3	AK5-35/2	38	7,65 ; 4,03 ; 2,26 ; 1,42 ; 1 ; Mî ; 6,86 ; Taho : 1,86	85	Flanșată pe motor în poziție verticală sau culcată	Toate treptele cu craboți	Cu ax rotitor pentru comandă la distanță	Asimilată
	S5-35/2			90		Treptele de viteze înainte-sincronizat Mî-cu craboți		In curs de asimilare
4	AK-80	80	6,70 ; 3,86 ; 2,34 ; 1,44 ; 1,0 ; 0,82 ; Mî ; 7,09 ; Taho : 1,8	190	Flanșată pe motor în poziție verticală sau culcată	Toate treptele cu craboți	Cu ax rotitor pentru comandă la distanță	Asimilată
	S6-8		7,53 ; 4,35 ; 2,63 ; 1,63 ; 10 ; 0,82 ; Mî ; 7,09 ; Taho : 1,8	210		Treptele de viteze înainte-sincronizat Mî-cu craboți		In curs de asimilare
5	AK6-80 cu GV 80	80	7,65 ; 6,07 ; 4,4 ; 3,55 ; 2,66 ; 2,12 ; 1,77 ; 1,4 ; 1,26 ; 10 ; 0,89 0,71 ; Mî ; 7,18 ; 5,71 ; Taho : 1,8	255	Flanșată pe motor în poziție verticală sau culcată GV 80 montat în față	La fel cu AK6-80 și S6-80 GV-80 cu sincronizator	Cu ax rotitor pentru comandă la distanță	Asimilată
	S6-80 cu GV 80			275				In curs de asimilare
6	S4-80	80	4,18 ; 2,44 ; 1,49 ; 1,00 ; Mî ; 7,09 ; Taho : 1,83	200	Flanșată pe motor în poziție verticală sau culcată	Toate treptele înainte cuplate cu sincronizator. Mersul înapoi cuplat cu craboți	Cu ax rotitor pentru comandă la distanță	In curs de asimilare utilizată la autobuze

Tiposeria de cutii de viteze și de distribuție

Tabelul 5

Trepte	17–25 daNm	25–40 daNm	40–50 daNm	70–90 daNm	90–105 daNm	105–120 daNm	120–140 daNm
5	K/S–25 100 60kg i=6,46÷1,0	K/S–35 123 90kg i=7,65÷1,0	K/S–50 123 90kg i=5,64÷0,7	K/S–90 155 210kg i=9,0÷1,0	K/S–105 155 210kg i=7,5÷1,0		
8							K/S–140 155 CS 2,65 1 3,43 300kg i=9,1÷1,0
9						K/S–120/9 155 CS 3,8 1 3,43 300kg i=13,1÷1,0	
10	K/S–25 GG 200 100 100kg i=10,1÷1	K/S–35 GG300 123 150kg i=10,1÷1	K/S–50 GG300 123 150kg i=7,5÷0,7	CF90 AK/S90 155 i=9,0÷0,8	CF105 AK/S105 155 310kg i=7,5÷0,77		
17						CF105 K/S–120/9 155 CS 3,8 1 3,43 400kg i=13,1÷0,77	
Toate roțile motoare	K/S–25 CD150 200kg	K/S–35 CD450 250kg	K/S–50 CD450 250kg	K/S–90 CD1200 400kg	K/S–105 CD1200 420kg	K/S–120/9 CD1200 510kg	
Transmisii hidrodin.				WSK400 S 90	WSK400 S 105	WSK400 S 120	

In domeniul de cupluri de 32 daNm există mai multe tipuri de cutii de concepții constructive diferite. In tabelul 4 sînt indicate cutiile de distribuție fabricate la I. A. Pitești și I. A. Brașov.

Gama de cutii de distribuție fabricată, nu satisface autovehiculele în curs de asimilare cu motoare de putere peste 215 CP.

— **comenzile interioare pentru întreaga familie trebuie să fie unificate de tip cu juguri (în loc de furci);**

— **comenzile exterioare trebuie să fie în două variante: cu arbore rotativ sau cu o comandă directă cu levier articulat;**

— **cutiile de viteze trebuie să fie montate vertical sau orizontal;**

— **pentru întreaga gamă a cutiilor de viteze se preconizează să se utilizeze doar trei tipuri de sincronizare plus unul pentru cutia CS;**

Tabelul 4

Nr. crt.	Cutia de distribuție	Vehiculele la care se utilizează	Cuplul de intrare [daNm]	Rap. de transmitere	Masa [kg]	Tipul constructiv
1	Cutia de distrib. SR 132	SR 132 SR 114	180	1 : 1,00 1 : 1,928		Fără dif. interaxial
2	G 450	DAC (pentru ROMAN motoare pînă la 215 CP)	450	1 : 1,00 1 : 1,83	160	Cu dif. interaxial asimetric (1 : 3)

Deoarece este necesar să se realizeze transmisii pentru motoare termice avînd cupluri de la 17 daNm la 140 daNm și de la 70 CP la 350 CP, **se propune asimilarea tiposeriei de cutii de viteze și de distribuție din tabelul 5 la care remarcăm:**

— **întreaga tiposerie conține doar trei cutii de bază, în 5 trepte, pe scheletul cărora se dezvoltă întreaga tiposerie;**

— **pentru dublarea vitezelor se propune utilizarea unei cutii suplimentare în față (care are raport de transmitere subunitar 0,75), sau în spate (care are raport de transmitere de 1,35 la cutiile de tip GG, dau de 3,4 la cutiile cu reductor planetar), obținîndu-se în acest fel o gamă largă de cupluri la ieșirea din cutia de viteză pentru același cuplu maxim motor;**

— **utilizînd aceeași carcasă se realizează din cutia de viteză cu 5 trepte A/S-105 cutia de viteze cu 4 trepte A/S-140;**

— **se preconizează că tiposeria să cuprindă trei tipuri de cutii de distribuție, CD 150, CD 450 și CD 1200 din care ultimele două să fie dotate cu diferențial asimetric pentru distribuirea corespunzătoare a cuplului motor pe punți;**

— **pentru a oferi transmisii hidromecanice care vor mări competitivitatea produselor pe piețele externe, este necesar să se realizeze modele funcționale de tipul celor oferite de firma ZF (WSK) 400, care constau din cuplarea unui convertizor cu o cutie de viteză sincronizată; Această propunere este concretizată în tabelul 5 pentru cupluri de la 70 daNm la 120 daNm.**

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Le poids lourds, noiembrie, 1977, pag. 76

[2] * * *: Le pods lourds, iunie, 1977, pag. 24

[3] * * *: Le poids lourds, martie, 1977, pag. 17

[4] * * *: Le poids lourds, decembrie, 1975, pag. 429-437

[5] * * *: Le poids lourds, septembrie 1976, pag. 60-62

[6] * * *: Prospecte ale firmelor ZF din R.F.G., Fuller S.U.A.

CZ : 621.891.531.43/.46 : 621.825

Calculul energiei mecanice de frecare în cuplajele cu fricțiune

Ing. Ioan **STANCIU**, ing. Mihail **GROVU**, ing. Barbu **POPESCU** — I.C.P.A.T. Brașov

Pentru calculul energiei mecanice de frecare în cuplajele cu fricțiune, s-a ales un model fizic cu două mase în mișcare de rotație, între care se află cuplajul cu fricțiune.

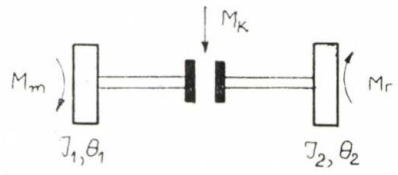


Fig. 1 Model fizic cu două mase a cuplajului cu fricțiune.

Parametrii modelului fizic sînt :

I_1, I_2 — momentele de inerție ;
M_m — momentul motor ;
M_r — momentul rezistent ;
M_k — momentul dezvoltat în cuplaj ;
θ_1, θ_2 — abscisele unghiulare ale maselor în mișcare de rotație.

Legătura între mase și cuplaj este rigidă.

Ecuațiile diferențiale atașate modelului fizic la nivelul vitezelor unghiulare sînt :

$$\begin{cases} I_1 \dfrac{d\omega_1}{dt} = M_m - M_k \\ I_2 \dfrac{d\omega_2}{dt} = M_k - M_r \end{cases}$$

Pentru calculul temperaturii în cuplajul cu fricțiune este necesară cunoașterea cantității de căldură q, raportată la unitatea de suprafață, transmisă în unitatea de timp, care are expresia :

$$q = \mu p \cdot v_{rel}$$

în care μ este coeficientul de frecare uscată, p este presiunea între discurile cuplajului, iar v_{rel} este viteza relativă dintre discurile cuplajului și rezultă din :

$$v_{rel} = \omega_{rel} \cdot r,$$

în care r este raza elementului de suprafață luat în discuție.

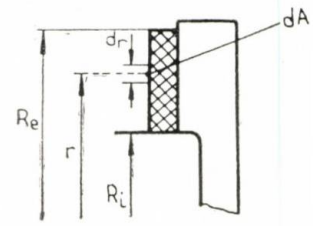


Fig. 2 Secțiune prin discul ambreiajului.

Căldura totală produsă în cuplaj, pe întreaga suprafață a cuplajului Q, în unitatea de timp este :

$$Q = \int_S q dA = \omega_{rel} \int_S \mu \cdot p \cdot r \cdot dA = \omega_{rel} \cdot M_k$$

în care M_k este momentul dezvoltat în cuplaj. In ipoteza că μ și p sînt constanți, obținem :

$$M_k = \int_S \mu \cdot p \cdot r \cdot dA = \mu \cdot p \int_{R_j}^{R_e} r \cdot 2\pi \cdot dr =$$

$$= \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{3},$$

în care R_i, R_e, r, dA au semnificațiile din figura 2. Se observă deci că pentru determinarea lui q și Q trebuie determinat ω_{rel}.

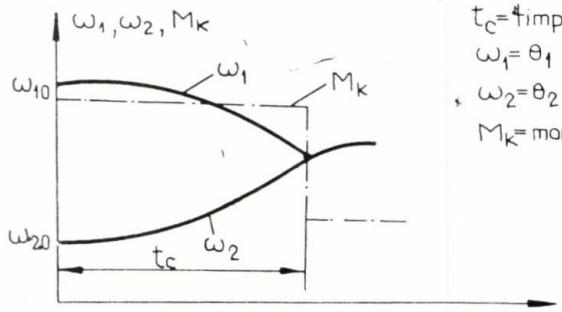


Fig. 3 Evoluția în timp a fenomenului de cuplare.

Anticipăm evoluția fenomenului de cuplare ca în figura 3.

Se observă că $\omega_{rel} = \omega_1 - \omega_2$ ca funcție de timp se poate determina dacă se cunosc $\omega_1(t)$ și $\omega_2(t)$. Aceste viteze se determină integrînd sistemul de ecuații diferențiale neliniare.

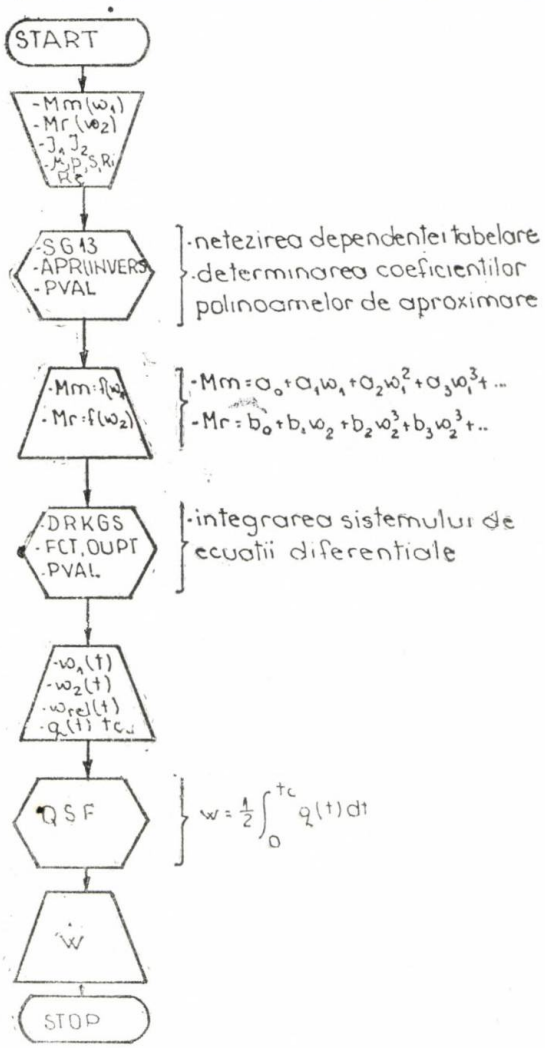


Fig. 4 Schema logică a programului de calcul.

Pentru M_m și M_r se consideră o dependență polinomială la nivelul variabilelor independente ω_1 și ω_2. Pornind de la o dependență tabelară cunoscută $M_m(\omega_1)$ și $M_r(\omega_2)$ coeficienții polinoamelor de aproximare se determină prin metoda celor mai mici pătrate.

Integrarea sistemului de ecuații diferențiale neliniare se face numeric prin metoda Runge-Kutta-Gill.

In momentul egalizării turațiilor se determină t_c. Astfel, $q\ (t)$ devine :

$$q(t) = \begin{cases} q & 0 < t \leqslant t_c \\ 0 & t > t_c \end{cases}$$

Căldura totală pe unitatea de suprafață, care se numește încărcare specifică de lucru și care se utilizează frecvent pentru aprecierea încărcării termice a cuplajului devine :

$$W = \frac{1}{2} \int_0^{t_c} q(t)dt$$

S-a alcătuit un program de calcul, limbajul folosit fiind FORTRAN IV.

Schema logică a acestui program este dată în figura 4.

Programul a fost testat pentru diferite situații concrete.

Valorile obținute $q\ (t)$ și W sînt utilizate în continuare pentru încărcarea termică a discurilor cuplajului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hamming, R. W.:* „Numerical Methods for Scientists and Engineers", Mc Graw-Hill Book Company, 1962.

CZ : 620.1 : 621.893

Stand pentru încercat materiale de frecare

Ing. Karoly **BARTOS**, ing. Octavian **MANIȚIU**, ing. Vasile **POMANĂ** — I.C.P.A.T. Brașov

In cadrul acțiunii de ridicare a calității produselor din industria de autovehicule și tractoare, o atenție deosebită se acordă dotării întreprinderilor cu mijloace de testare a elementelor, subansamblelor și produselor finite.

Pentru cercetarea materialelor de frecare folosite la saboții de frînă și la discurile de ambreiaj, pentru certificarea lor pe piața internă și externă s-a realizat un stand în conformitate cu programul de testare de circulație internațională recomandat de norma SAE J 661 a. Testarea materialului de frecare se face, decupînd din el o epruvetă de formă pătrată cu laturile de 24,5 mm. Grosimea recomandată este de 5—7 mm. Epruveta se presează pe suprafața interioară a unui tambur de fontă în mișcare de rotație. In timpul

încercării, se supune la un regim termic (încălzire — răcire) și mecanic (încărcare — descărcare) dinainte stabilit. Inregistrînd variația coeficientului de frecare și măsurînd uzura epruvetei pe parcursul încercării, se obțin parametri caracteristici ai materialului respectiv.

Standul de probă se compune dintr-un pupitru de comandă și standul de încercare propriu-zis. Pupitrul de comandă conține aparatura de comandă și protecție, de măsură și reglare. Standul propriu-zis are la bază un batiu sudat, din tablă groasă. Tamburul standului este fixat pe un ax principal lărguit pe rulmenți. Antrenarea lui se realizează cu ajutorul unui motor electric de 3 kw, la 1000 rot/min. Grupul de antrenare asigură cele trei turații ale axului principal de 208, 313, 417 rot/min. printr-o transmisie cu curele trapezoidale și roți de schimb. Pe axul principal este montat un traductor de turație inductiv.

Incălzirea tamburului se realizează prin radiație termică cu ajutorul a trei rezistențe electrice amplasate în jurul suprafeței exterioare. Răcirea lui se face cu ajutorul aerului comprimat, suflat axial dintr-un tor din țeavă. In peretele exterior al tamburului se află montată o sondă de temperatură.

Epruveta se fixează într-un suport montat pe dispozitivul de încărcare-măsurare. Pentru presarea ei pe suprafața tamburului, dispozitivului este prevăzut cu trei seturi de greutăți — etalon de cîte 23 kg. Prin combi-

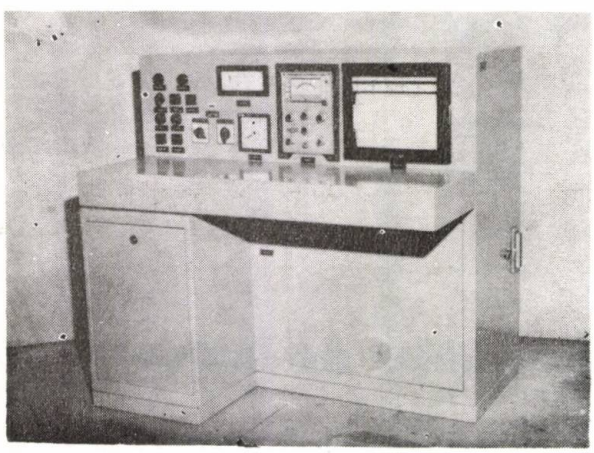


Fig. 1 Pupitru de comandă.

narea lor se pot realiza forțele de încărcare ale epruvetei de 23, 46 și 69 daN, corespunzătoare presiunilor specifice pe epruvetă de 3,52, 7,03 și 10,55 daN/cm^2.

Preselectarea greutăților de încărcare se face cu ajutorul unui dispozitiv de ridicare. Forța de frecare ce ia naștere în timpul încercării se transmite la un traductor de forță tensiometric. Etalonarea sistemului de măsură se face cu ajutorul a două greutăți — etalon de 20 respectiv 2,5 kg.

Programul de încărcare-descărcare a epruvetei se realizează pe cale electropneumatică.

Aparatura de indicare și înregistrare a temperaturii tamburului și a forței de frecare se află montată pe pupitrul de comandă. Tot pe pupitrul de comandă este fixat și apa-

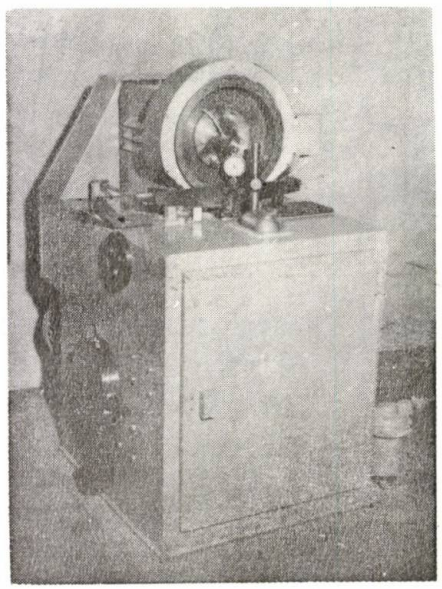


Fig. 2 Stand pentru încercat materiale de frecare

ratul de indicare a turației axului principal. Uzura epruvetei se măsoară cu un dispozitiv prevăzut cu un compresor cu cadran (fig. 2 și 3).

Pentru indicarea numărului de cicluri de încărcare-descărcare, standul este prevăzut cu un numărător de cicluri. Aparatul este montat pe pupitrul de comandă.

Incercarea decurge în conformitate cu ciclograma din figura 4. Aceasta prezintă variația celor trei parametri de bază : temperatura tamburului [°C], presiunea pe epruvetă, [daN/cm^2] și turația tamburului [rot/min] pe parcursul încercării.

În vederea testării, față de frecare a epruvetei se prelucrează cu ajutorul unui dispozitiv de rectificat la o rază corespunzătoare diametrului tamburului. Epruveta se rodează pe tambur pînă ce se realizează un contact de cel puțin 95 % pe fața de frecare.

În conformitate cu ciclograma, încercarea are cinci faze : regimul de bază inițial, prima probă de încălzire-răcire, o probă de uzură, a doua probă de încălzire-răcire și regimul de bază finală. În timpul încercării, turația tam-

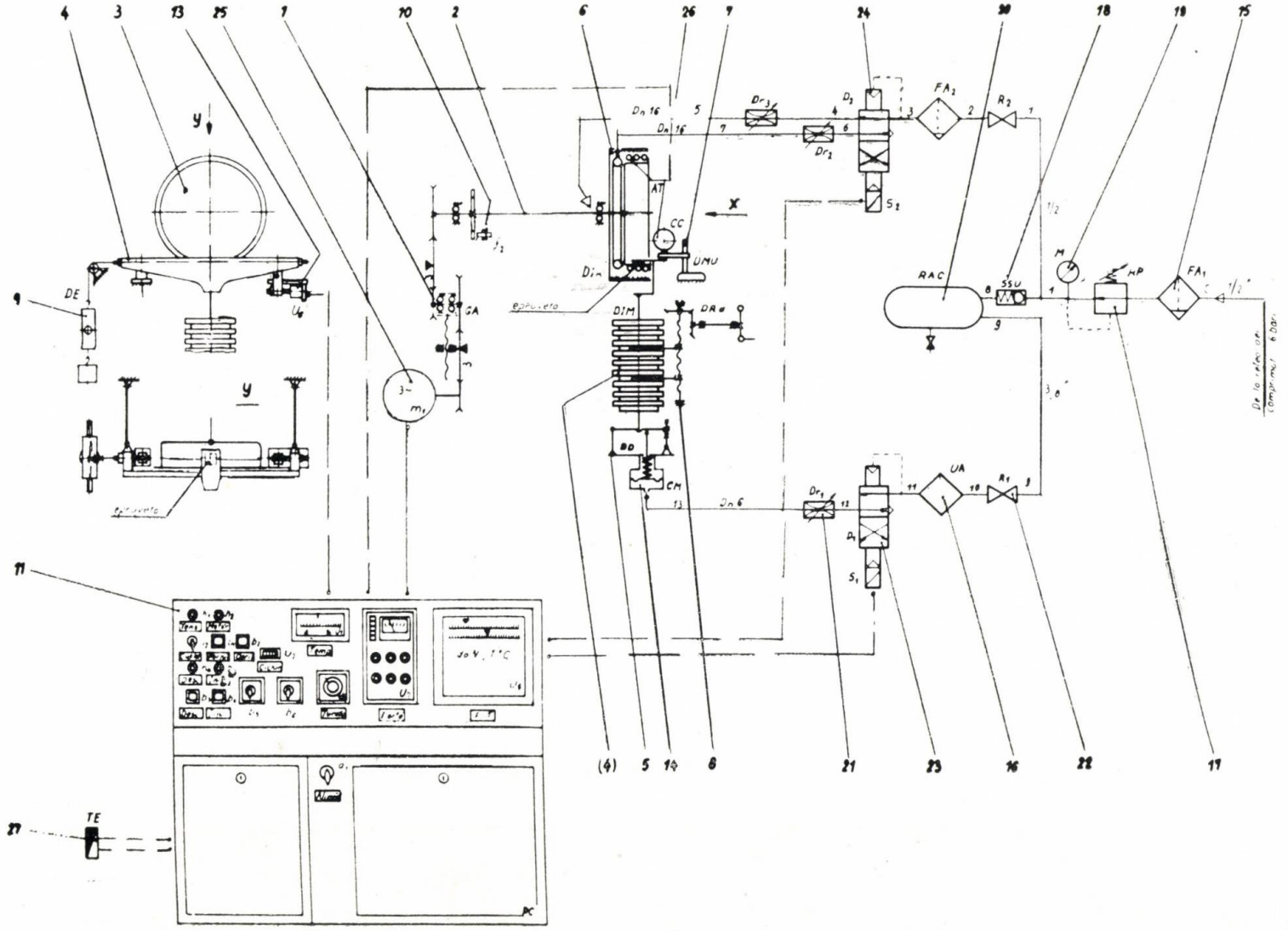


Fig. 3 Schema de principiu a standului.

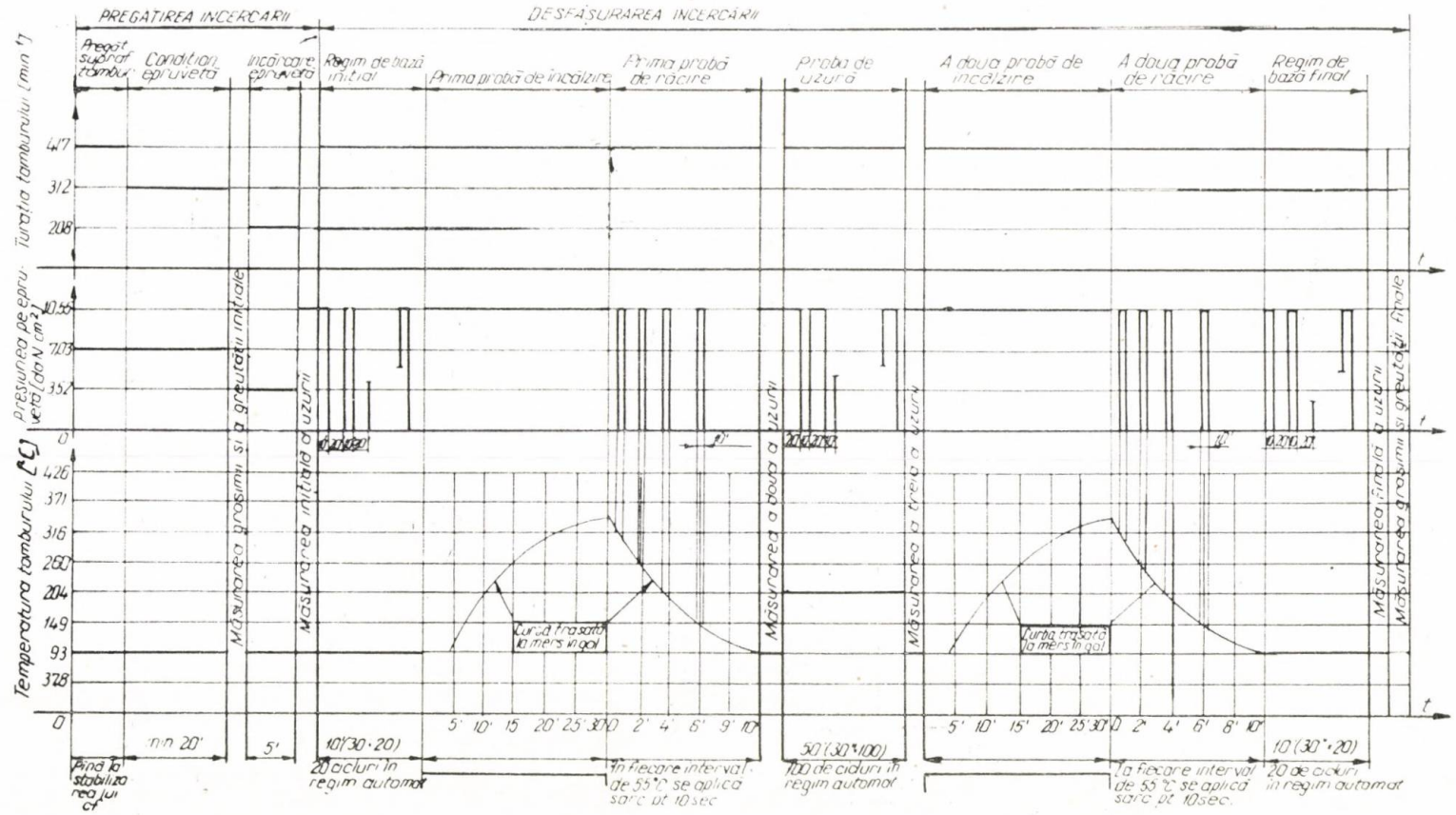


Fig. 4 Ciclograma încercărilor.

burului este constantă la 417 rot/min. Pentru probele de încălzire-răcire curba de temperatură este ridicată la mers în gol, cu epruveta neîncărcată.

In regimul de bază inițial, temperatura tamburului se menține la 93°C. Epruveta se încarcă în regim automat la 20 de cicluri — 10 s cuplat, 20 s decuplat.

In prima probă de încălzire-răcire, cu epruveta încărcată la presiunea specifică de 10,55 daN/cm², se ridică temperatura tamburului pînă la 288°C. In faza de răcire la fiecare interval de 55°C se aplică sarcina timp de 10 sec.

În proba de uzură temperatura tamburului se menține constantă la 204°C. Epruveta se încarcă în regim automat la 100 de cicluri — 20 s cuplat, 10 s decuplat.

In a doua probă de încălzire-răcire temperatura tamburului se ridică pînă la 343°C.

Regimul de bază final repetă programul de solicitare al regimului de bază inițial.

Inainte și după încercare se măsoară grosimea și greutatea epruvetei. Pe parcurs între faze se face măsurarea uzurii. Forța de frecare și temperatura tamburului se înregistrează cu aparatul înregistrator de pe pupitrul de comandă.

Rezultatele încercării se trec într-un buletin de încercare și se folosesc pentru caracterizarea materialului de frecare testat.

Standul prezentat, proiectat și realizat la I.C.P.A.T. Brașov, a intrat în dotarea Intreprinderii de Piese Auto-Iași. Urmează ca în perioada următoare să intre în dotarea tuturor întreprinderilor interesate din ramură. Avînd la bază un program de încercare valabil atît pentru cercetare, cît și pentru producție, va avea un rol deosebit de util în acțiunea de ridicare a calității materialelor de frecare folosite în industria de autovehicule și tractoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Brake lining quality control test procedure sae J 661 a.

[2] * * *: Cataloagele întreprinderilor producătoare de aparatură electrică și pneumatică.

CZ : 621-59

Utilizarea frînei de încetinire

Ing. Ioan **NECHITA** — I.C.P.A.T. Brașov

Introducere

Intensificarea actuală a traficului rutier a pus problema găsirii unor soluții constructive, în vederea măririi gradului de securitate și îmbunătățirii performanțelor dinamice ale autovehiculelor. O soluție care s-a impus în ultimile două decenii a constat în dotarea cu frîne de încetinire a autovehiculelor grele și mijlocii, în scopul stabilizării vitezei de coborîre a pantelor.

Deoarece la noi în țară aspectele legate de utilizarea diferitelor tipuri de frîne de încetinire și mai ales a celor care nu folosesc efectul de frînare al motorului nu sînt cunoscute în toată complexitatea lor, lucrarea are ca scop elucidarea acestor probleme, pentru început arătîndu-se care este funcția și utilitatea frînei de încetinire, așa cum se reflectă la ora actuală în literatura de specialitate.

Necesitatea frînei de încetinire

Deoarece dezvoltarea rețelei de drumuri nu este posibil să se facă în ritmul creșterii cantității de bunuri materiale și a numărului de persoane transportate cu ajutorul autovehiculelor, asistăm la o intensificare accentuată a traficului rutier. În aceste condiții se impune :

— creșterea parcului de autovehicule ;

— sporirea numărului de autovehicule, cu greutate totală tinzînd spre limita maximă admisă ;

— creșterea vitezei medii de transport, în condițiile în care viteza este limitată superior din motive de economie a combustibilului și reducere a numărului de accidente.

Indeplinirea acestor deziderate implică :

— ameliorarea caracteristicilor dinamice ale autovehiculelor, în vederea „fluidizării" traficului rutier ;

— creșterea gradului de securitate.

Numeroși specialiști scot în evidență faptul că pentru îmbunătățirea caracteristicilor dinamice ale autovehiculelor și pentru mărirea vitezei medii de transport sînt necesare atît dispozitivele de putere pozitive (motorul și transmisia) cît și cele negative (frînele), iar din acestea cele care asigură limitarea vitezei de coborîre a unor pante lungi sînt hotărîtoare [2, 3, 4, 5].

O măsură, care deja a fost luată, a constat în mărirea puterii specifice a motoarelor pînă la limita optimă, care în cazul autovehi-

culelor grele este de 8 CP/t, în timp ce la autovehicule mai ușoare depășește 15 CP t.

Asigurarea gradului de securitate optim al autovehiculelor cere instalații de frînare eficiente și care să funcționeze ireproșabil în orice moment. Coborîrea unor pante de (7 . . . 10) % din regiunile deluroase și montane care durează uneori mai mult de un sfert de oră, nu este posibilă numai cu ajutorul frînelor de serviciu, deoarece acestea nu pot

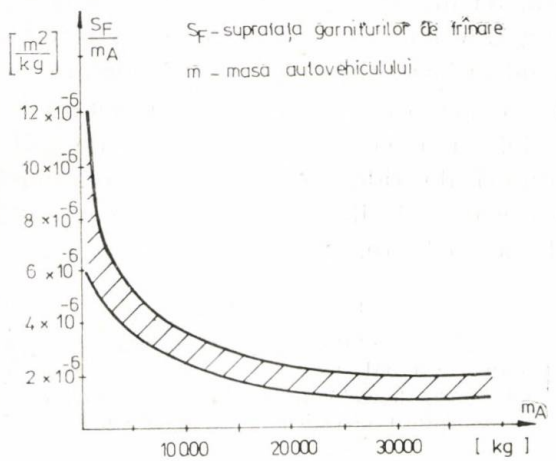


Fig. 1 Suprafața specifică a garniturilor de frînare ;
S_p — suprafața garniturilor de frînare ;
m — masa autovehiculului.

asigura decît durata de funcționare foarte scurte ; altfel ele prezintă riscul să se încălzească peste limitele de 400 . . . 500°C. Energia calorică care se dezvoltă la coborîrea unor asemenea pante crește cu masa autovehiculului, în timp ce suprafața de disipare raportată la masa autovehiculului este în scădere, (fig. 1).

La coborîrea pantelor se utilizează și efectul de frînare al motorului, dar odată cu sporirea masei totale, raportul din creșterea cilindreei și creșterea masei autovehiculului scade foarte mult, (fig. 2).

Coborîrea unor pante mari, utilizînd efectul de frînare al motorului, nu se poate face decît prin folosirea unor rapoarte de demultiplicare cu atît mai mari cu cît puterea specifică instalată este mai mică. Pentru a mări puterea de frînare, autovehiculele mai grele sînt dotate cu un dispozitiv de obturare a țevii de evacuare a gazelor, dar cu toate acestea puterea de frînare este insuficientă, pentru a asigura coborîrea pantelor cu viteze suficient de mari, cerute de un trafic intens și fluent, în condiții de securitate sporită.

Frîna de încetinire

In multe lucrări [1, 2, 3, 5] din punct de vedere al terminologiei nu se face o deosebire între dispozitivele de încetinire, care folosesc efectul de frînare al motorului și respectiv cele care nu-l folosesc.

Frîna de încetinire este specifică prin aceea că nu poate fi asimilată frînelor convenționale [2, 8], deoarece trebuie să fie independentă de acestea. Rolul frînei de încetinire este de a stabiliza viteza prin crearea

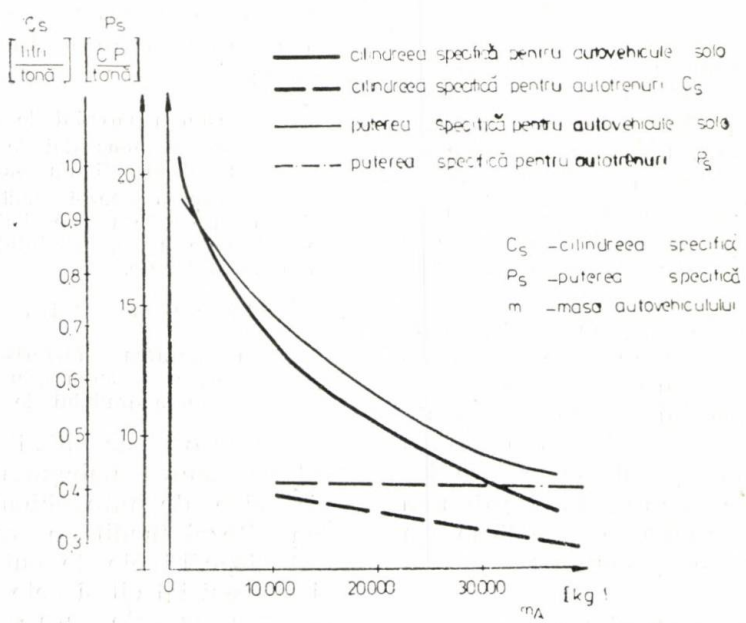


Fig. 2 Curbele de distribuție medie a puterii specifice, respectiv a cilindreei specifice a motorului în funcție de masa autovehiculului ;
C_S — cilindreea specifică ;
P_S — puterea specifică ;
m — masa autovehiculului.

unui efort de frînare la roţile motoare ale autovehiculului, pe o durată lungă de timp, iar decelerațiile obținute trebuie să fie mici.

In ce privește frînele de motor se menționează posibilitatea ca în timpul coborîrii unor pante să se efectueze manevre de schimbare a raportului de transmisie, cu care ocazie motorul este decuplat de roţile frînate apărînd pericolul scoaterii de sub control a autovehiculului, încît evitarea unui accident este dificilă sau chiar imposibilă. Ca urmare, apare necesitatea ca frîna de încetinire să nu poată fi decuplată de roţile frînate. De obicei, frînele de încetinire care răspund acestei condiții suplimentare, sînt denumite retardere *).

Regulamentul nr. 13 CEE-ONU, prevede că retarderul este „un dispozitiv a cărui funcție constă în stabilizarea vitezei autovehiculului pe o pantă lungă și descendentă, fără a utiliza dispozitivele de frînare, de serviciu sau staționare, nici efectul de frînare al motorului" [6].

In ce privește implementarea retarderului în transmisia autovehiculului, trebuie să se aibă în vedere.

— respectarea condiției de sincronism a transmisiei cardanice;
— evitarea apariției de vibrații suplimentare;
— evitarea apariției unor solicitări suplimentare;
— randamentul transmisiei să nu se modifice sensibil.

Prin urmare, ca element de sistem, retarderul aparține transmisiei și nu grupei de frîne convenționale ale autovehiculului.

Clasificarea frînelor de încetinire

In prezent există o mare varietate de frîne de încetinire, care în principal pot fi categorisite după cum urmează :

I. Frîne de motor :

— cu dispozitiv de obturare a țevii de evacuare a gazelor;
— cu dispozitiv de modificare a ciclului de lucru al supapelor de evacuare.

II. Retardere :

— cu fricțiune;
— hidrodinamice;
— cu curenți turbionari.

*) — Frînele de încetinire din această categorie sînt puțin cunoscute în România, unde autovehiculele nu sînt dotate cu asemenea dispozitive, încît nu există un termen consacrat. Astfel se pot întîlni următorii termeni : retarder, frînă deceleratoare, decelerator încetinitor, frînă de încetinire, relantizor. Se precizează că în majoritatea țărilor există tendința de „împrumutare" a terminologiei, folosindu-se noțiuni care derivă din : „relentisseur" (francez) și „retarder" (englez). In literatură se întîlnesc următorii termeni : retarder (în engleză și germană), relintisseur (în franceză, ralentiser (în engleză), ralentatori (în italiană). Se recomandă adoptarea termenului de *„retarder"*, deoarece este mai cunoscut la noi decît cel de „ralentizor", urmînd ca prin frînă de încetinire să se înțeleagă orice dispozitiv independent de frînele convenționale, care are menirea stabilizării vitezei de coborîre în pantă, a autovehiculelor.

La autovehiculele cu transmisie electrică sau hidrostatică, stabilizarea vitezei la coborîrea pantelor se poate realiza fără a utiliza un dispozitiv special de încetinire, această proprietate fiind o calitate intrinsecă a motorului hidrostatic, respectiv electric și deci, nu poate fi vorba de o categorie specială de frîne de încetinire.

Utilizarea frînei de încetinire

In prezent, echiparea autovehiculelor cu frîne de încetinire și îndeosebi cu retardere s-a dovedit a fi nu numai utilă ci chiar necesară, motiv pentru care, în numeroase țări, reglementările privind circulația pe drumurile publice, cuprind și condiții pentru frînele de încetinire.

In R.F.Germania se prevede obligativitatea echipării cu frîne de încetinire a autovehiculelor cu o viteză maximă de 25 km/h și o masă totală mai mare de 5,5 tone în cazul autobuzelor, respectiv 9 tone, în cazul celorlalte autovehicule [7]. Reglementările franceze și elvețiene mai prevăd că retarderele trebuie să asigure o declarație de 0,5 m/s^2, pentru diminuarea vitezei de la 50 km/h, la 30 km/h [2, 8].

La anexa nr. 11, Regulamentul nr. 13 CEE-ONU precizează că frîna de încetinire, singură, trebuie să asigure stabilizarea la o viteză de 30 km/h, la încercările efectuate pe o pantă de 6% (încercări de tip II) sau 7 % (încercări de tip II bis) fără a utiliza dispozitivele de frînare de serviciu sau staționare.

Utilizarea frînelor de încetinire s-a doveditafi deosebit de avantajoasă, mai ales pe șoselele din zonele muntoase și deluroase, întrucît :

— asigură un grad sporit de securitate, în circulație;
— asigură o mai bună fluidizare a circulației, ca urmare a variației vitezei între limite mai restrînse și măririi vitezei medii de transport cu circa (10 ... 25) %;
— îmbunătățește calitățile dinamice ale autovehiculului;
— reduce uzura frînelor de serviciu și a pneurilor;
— reduce consumul de combustibil.

Avantajele și dezavantajele diferitelor tipuri de frîne de încetinire diferă mult, ca pondere și importanță, în funcție de principiul de funcționare și ca atare nu pot fi puse în evidență decît dintr-o analiză comparativă mai detaliată.

Retarderele și îndeosebi cele cu curenți turbionari, fabricate de firmele TELMA, OCESA și IACOBS s-au impus definitiv. Pe baza prelucrării datelor din colecția INUFA/ 1967-1977 s-a întocmit graficul din figura 3.

Superioritatea retarderelor din punct de vedere al securității în circulație este recunoscută în Franța, prin faptul că toate compa-

niile de asigurări franceze, acordă o reducere a primei de asigurare cu (5...10) % autovehicule grele dotate cu retardere care nu pot fi desolidarizate de roţile frînate, sînt independente de motor şi de dispozitivele proprii de frînare ale autovehiculului.

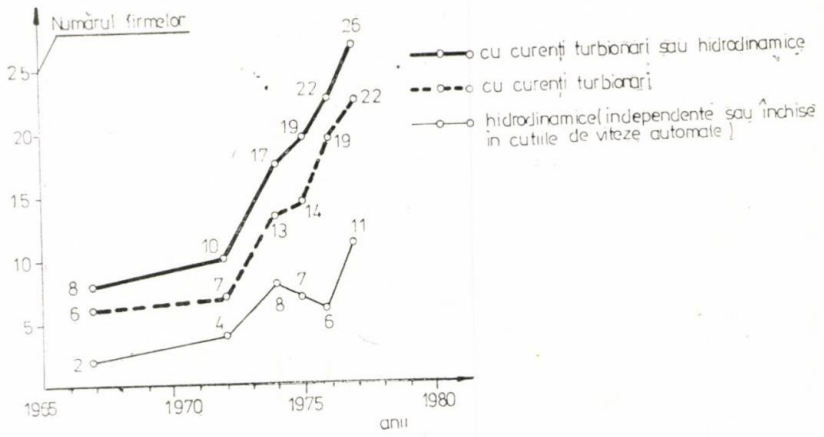


Fig. 3 Numărul firmelor care livrează autovecule dotate cu retardere.

Concluzii

• In condiţiile intensificării accentuate a traficului rutier frînele de încetinire şi mai ales retarderele sînt o necesitate pentru evitarea perturbaţiilor în fluxul de circulaţie, deoarece se asigură o viteză medie de transport mai ridicată şi un grad de securitate sporit.

• In ultimii cinci ani un număr tot mai mare de firme livrează autovehicule echipate cu retardere, îndeosebi din cele cu curenţi turbionari, apreciindu-se că, faţă de frîna de motor, acestea sînt mai avantajoase.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Breton, M. P.:* Principle des relentisseur électromagnetiques. Ingineurs de l'automobile, 1975, 1.

[2] *Jollois, J. M.:* Pourquoi un ralentisseurs? (Historique-caracteristiques. Les ralentisseurs et les reglementations. Ingenieurs de l'automobile, 1975, 1.

[3] *Mirsche, M., Pisaeki F. U.:* Untersuchungen über die Dauerbremsung von Last-und Sattelzüngen. Deutsche Kraftfahrtforschung und strassenverkehrstechnik, 1974, 240.

[4] *Müller, A.:* Fahrlestung und Antriebsarten von Nutzfahrzeugen, A 6, Fisita, 1966.

[5] *Reinbeck, H.:* Die Wirbelstrombremse für schwere Kraftfahrzeuge. Bosch Techn. Berichte, 1970, 8 (3).

[6] * * *: Regulamentul nr. 13 CEE-ONU, E/ECE/TRANS/505; 5 decembrie 1973.

[7] * * *. St-VZO Bremse, § 41. Technische Vorschriften für Kraftfahrzeuge, 1976.

[8] * * *: Stabilisions la vitesse grace aux ralentisseurs L'Electricite Automobile, 1972, 10.

CZ : 621.31 : 629.113/114

Verificarea optică a striaţiunilor de pe dispersoarele farurilor de autovehicule cu metoda fasciculului laser

Dr. ing. Ladislau **OBERST**, ing. Alexandru **SZILAGYI** — ELBA Timişoara

Introducere

Dezvoltarea explozivă a traficului rutier a condus şi la creşterea volumului şi vitezei circulaţiei în condiţii nocturne. In aceste condiţii s-a înregistrat însă o creştere îngrijorătoare accidentelor de circulaţie în special după căderea nopţii, ceea ce a scos în evidenţă importanţa aplicării măsurilor adecvate de securitate a circulaţiei. In această privinţă un rol important îl are şi sistemul de iluminat cu farurile de autovehicule, care constituie o condiţie fundamentală pentru traficul rutier nocturn.

Farurile de autovehicule trebuie să producă pe de o parte un fascicul luminos de drum, în afara localităţilor, necesar circulaţiei cu viteze mari pe drum liber, iar pe de altă parte un facsicul luminos de întîlnire pentru circulaţia în localităţi sau la întîlnirea a două

autovehicule circulînd în sensuri opuse. Dacă în cazul fasciculului luminos de drum este vorba de producerea unei iluminări cît mai puternice a şoselei concentrînd fluxul luminos spre zona centrală a ei, în cazul fasciculului luminos de întîlnire se urmăreşte realizarea unui compromis între o iluminare suficient de puternică a drumului autovehiculului şi între evitarea orbirii conducătorilor autovehiculelor care circulă din sens opus [1].

Sistemul optic al farurilor de autovehicule, care asigură producerea celor două fascicule luminoase, este compus în soluţia clasică (vezi fig. 1) dintr-o lampă cu incandescenţă **1** cu două filamente pentru cele două fascicule luminoase (**4** — pentru fasciculul de drum şi **5**, prevăzut cu ecranul **6** — pentru fasciculul de întîlnire), dintr-o oglindă reflectoare paraboloidică **2** cu focarul **F** şi dintr-un dispersor de sticlă **3.** Fluxul luminos produs de filamentul lămpii este concentrat într-un fascicul luminos de către oglinda reflectoare. Rolul dispersorului este de a redistribui fluxul luminos din cadrul fasciculului, în vederea realizării performanţelor fotometrice prevăzute pentru farurile de autovehicule.

Redistribuirea fluxului luminos de către dispersoarele de sticlă se produce datorită prismelor şi lentilelor cilindrice de pe suprafaţa dispersoarelor, care formează un sistem de striaţiuni, dispuse de obicei vertical. Aşa cum este şi de aşteptat, performanţele fotometrice ale farurilor de autovehicule sînt de-

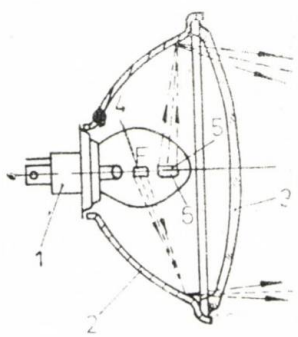


Fig. 1 Schema sistemului optic al farurilor de autovehicule.

terminate, printre altele, şi de calitatea dispersoarelor. In această privinţă, pe lîngă luciul dispersoarelor [2], un rol determinant revine exactităţii configuraţiei geometrice a striaţiunilor. Verificarea acesteia are deci un rol important în asigurarea încadrării performanţelor farurilor de autovehicule în limitele prevăzute de normele aferente.

Stabilirea limitelor de toleranţă pentru dimensiunile striaţiunilor

In figura 2 s-a reprezentat un fragment al secţiunii transversale a unui dispersor, compus din lentilele cilindrice **1** şi prisme **2.** Pentru a sugera principiul de funcţionare al acestor elemente, s-a reprezentat, într-o primă

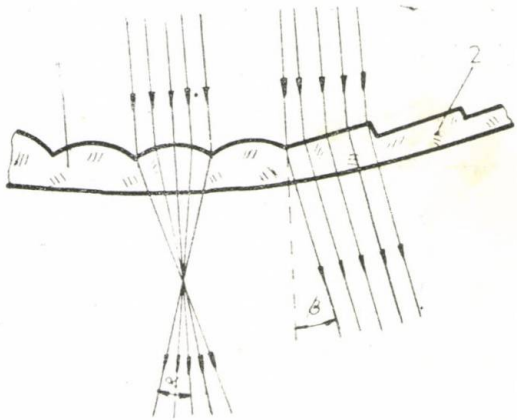


Fig. 2 Fragment de dispersor pentru faruri.

aproximaţie, traiectoria unui fascicul elementar format din raze paralele de lumină. Trecînd printr-o lentilă, razele paralele ale fasciculului elementar devin divergente, divergenţa maximă faţă de direcţia iniţială fiind notată cu α. Prisma deviază fasciculul cu un unghi β, razele fasciculului rămînînd paralele. Unghiurile α şi β depind de dimensiunile caracteristice ale elementelor respective ale dispersorului.

In realitate lentilele cilindrice şi prismele dispersorului sînt traversate de fascicule luminoase elementare de direcţii şi divergenţe diferite, care la un loc formează fasciculul luminos al farului. Poziţia (locul) pe dispersor şi dimensiunile geometrice ale prismelor şi lentilelor se stabilesc prin calculul de proiectare optică a farurilor. Cunoscînd faptul că în procesul de producţie în serie apar inevitabil abateri de la dimensiunile nominale (dispersia de producţie), se pune problema stabilirii limitelor de toleranţe admisibile, care să stea la baza procesului de fabricaţie şi a controlului calităţii.

Toleranţele admisibile pentru lentilele cilindrice ale dispersoarelor. In figura 3 s-a reprezentat traiectoria unei raze de lumină, care traversează o lentilă plan-convexă, cu indicele de refracţie n, raza de curbură r şi lăţimea p, în ipoteza simplificatoare în care raza incidentă este paralelă cu axa lentilei şi atinge mai întîi faţa plană a lentilei (concluziile rămîn valabile în esenţă şi pentru celelalte cazuri din practică) fig. 3. La ieşirea din

lentilă raza se va refracta, deviind de la direcția inițială. Conform notațiilor și ținînd cont de faptul că indicele de refracție pentru aer este de 1, din legea refracției rezultă :

$$\sin \varphi = \sin (\theta + \gamma) = n \sin \theta = n \frac{a}{r} \quad (1)$$

γ fiind unghiul de deviație al razei față de direcția inițială. Deviația maximă se obține

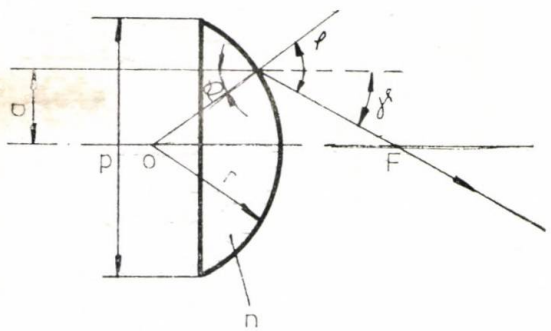


Fig. 3 Traiectoria unei raze de lumină printr-o lentilă plan convexă.

pentru raza la care $a = \frac{p}{2}$ cînd $\gamma = \alpha$ (vezi și fig. 2). Din relația (1) se obține pentru acest caz :

$$\sin \alpha = \frac{1}{4} \frac{p}{\gamma} \left(n \sqrt{4 - \frac{p^2}{r^2}} - \sqrt{4 - n^2 \frac{p^2}{r^2}} \right) \quad (2)$$

Considerînd indicele de refracție al sticlei ca fiind aproximativ $n \cong 1{,}5$, relația (2) este reprezentată grafic în figura 4.

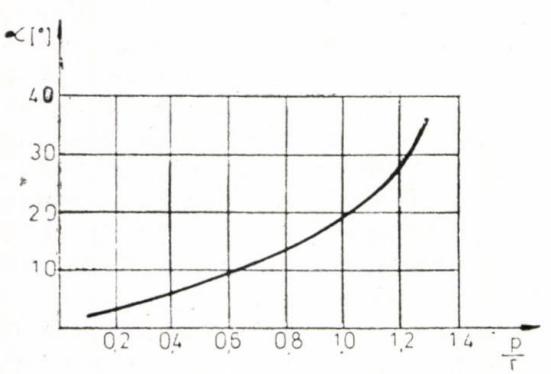


Fig. 4 Variația unghiului de deviație cu parametrii lentilei.

Se poate observa deci, că divergența razelor după terminarea fascicolului de raze paralele printr-o lentilă (fig. 2), depinde de raportul $\frac{p}{r}$ (fig. 4).

Abaterile lățimii p sau a razei de curbură r a lentilelor, respectiv abaterile raportului $\frac{p}{r}$ de la valoarea nominală conduc la modificarea unghiului de divergență α. In figura 5 s-a reprezentat modul de variație a lui α cu variația raportului $\frac{p}{r}$ pentru diferite valori ale lui $\frac{p}{r}$, remarcînd faptul că pentru o abatere procentuală egală a lui $\frac{p}{r}$ se obțin variații procentuale ale lui α cu atît mai mare cu cît $\frac{p}{r}$ este mai mare. Deoarece în cea mai mare parte a cazurilor din practică $\frac{p}{r} \leqslant 0{,}3$ stabilirea limitelor de toleranțe admisibile pentru $\frac{p}{r}$ se poate face luînd în considerație (în fig. 5) curba pentru $\frac{p}{r} = 0{,}3$.

Experiența arată că, din punct de vedere al performanțelor fotometrice ale farurilor de

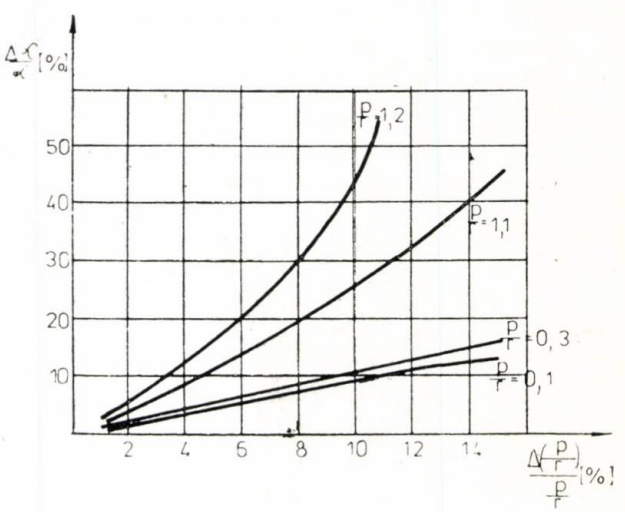


Fig. 5 Modificarea unghiului de deviație în funcție de abaterile parametrilor lentilei.

autovehicule, limita admisibilă pentru unghiurile de divergență α produse de lentilele cilindrice ale dispersoarelor este de 10%. Din curba $\frac{p}{r} = 0{,}3$ (fig. 5) rezultă pentru $\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = 10\%$, aproximativ $\frac{\Delta \frac{p}{r}}{\frac{p}{r}} \cong 10\%$

Aşadar, ca limită de toleranţă admisibilă pentru $\frac{p}{r}$ se poate considera valoarea de 10%. Din această valoare rezultă în continuare limitele de toleranţe admisibile pentru p şi r, şi anume :

$$\frac{|\Delta p|}{p} + \frac{|\Delta r|}{r} \leqslant 10\% \qquad (3)$$

Intr-adevăr, dacă suma valorilor absolute ale abaterilor lui p şi r nu depăşeşte 10%, înseamnă că abaterea lui α va rămîne, cu o bună aproximaţie, sub limita admisibilă de 10%. Din relaţia (3) rezultă abaterea maximă admisă de 10% pentru p (sau r) pentru cazul în care Δr (respectiv Δp) are valoarea 0.

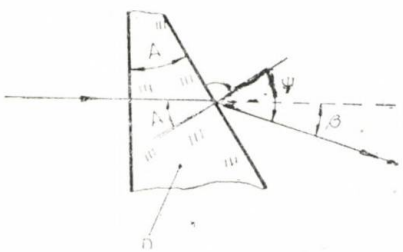


Fig. 6 Traiectoria unei raze de lumină printr-o prismă.

Toleranţele admisibile pentru prismele dispersoarelor. In figura 6 s-a reprezentat traiectoria unei raze de lumină care traversează o prismă plană cu unghiul de vîrf A şi cu indicele de refracţie n, în ipoteza simplificatoare în care raza cade perpendicular pe faţa prismei (concluziile rămîn valabile şi în celelalte cazuri din practică).

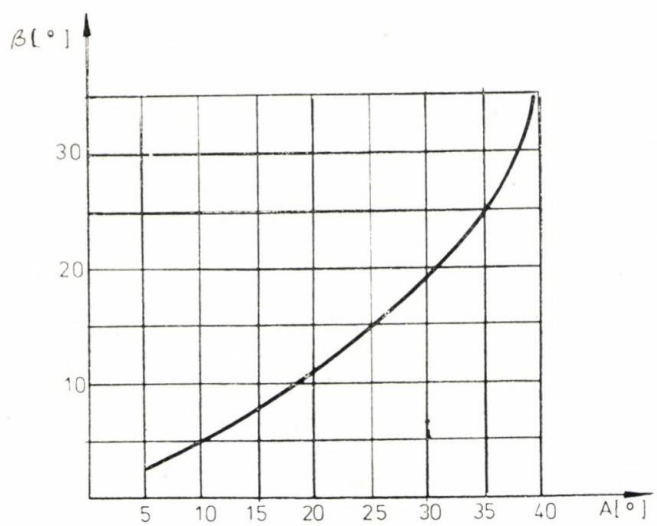


Fig. 7 Variaţia unghiului de deviaţie cu unghi la vîrf al prismei.

Raza suferă o refracţie la ieşirea din prismă, fiind valabilă relaţia (indicele de refracţie pentru aer este 1) :

$$\sin \psi = \sin (\beta + A) = n. \sin A \qquad (4)$$

unde β este unghiul de deviaţie a razei faţă de direcţia iniţială. Grafic relaţia (4) este reprezentată în figura 7, considerînd, pentru simplificare, indicele de refracţie al sticlei $n = 1{,}5$.

Abaterile lui A de la valorile nominale produc abateri ale unghiurilor de deviaţie β, reprezentate în figura 8. Pentru abaterile lui β se poate admite aceeaşi limită de toleranţă de 10%. (vezi subcapitolul anterior).

Atunci, ţinînd cont de faptul că în practică în cele mai frecvente cazuri A ia valori între 5° şi 25°, rezultă din figura 8, pentru $A = 5°$, limita de toleranţă admisibilă pentru A ca fiind $\Delta A = 30'$. Aşadar, pentru ca unghiul de deviaţie β să nu se abată cu mai mult de 10%, abaterile lui A trebuie limitate la 30'.

In cele de mai sus s-au stabilit limitele de toleranţe admisibile pentru dimensiunile geometrice ale lentilelor cilindrice şi prismelor, nu şi pentru poziţia (locul) acestor elemente pe dispersoare. Stabilirea limitelor de toleranţe pentru poziţia striaţiunilor pe dispersor nu constituie însă probleme deosebite, ele fiind fixate la $\pm$ 0,5 mm.

Verificarea optică a dimensiunilor geometrice ale striaţiunilor de pe dispersoare

Dimensiunile şi limitele de toleranţe pentru striaţiunile de pe dispersoare fiind stabilite, se pune problema elaborării unei metode de verificare a acestora. Verificarea dimensiunilor geometrice ale striaţiunilor constituie o problemă dificilă prin faptul că utilizarea aparatelor de măsură mecanice (şubler, micrometru, etc). nu este posibilă. S-a încercat utilizarea şi a unor şabloane (decupate după negativul profilului striaţiunilor), dar nici această metodă n-a dat satisfacţie, mai ales că reprezintă un mijloc de verificare calitativă, nu şi cantitativă. Singura metodă clasică utilizabilă este cea bazată pe proiectoarele de profile, la care să se verifice dispersoarele de sticlă secţionate pe diferite zone. Această metodă, de mare precizie, are însă şi ea o serie de dezavantaje, printre care necesitatea de a acţiona dispersoarele, durata mare a procedurii, limitarea verificării lor doar la zonele secţionate, etc.

Avînd în vedere cele de mai sus, s-a elaborat o metodă de verificare optică a striaţiunilor, utilizînd chiar efectul produs de acestea, adică devierea unor raze de lumină care

le traversează. Se utilizează în acest scop un fascicul luminos cît mai îngust, bine colimat, format din raze cvasiparalele. Acest fascicul este transmis printr-un element al dispersorului, care deviază fasciculul, deviație măsurată pe un ecran. Schema dispozitivului este reprezentată în figura 9, unde cu **1** s-a notat sursa de lumină (care produce fasciculul luminos îngust), cu **2** dispersorul care se verifică și cu **3** ecranul pe care se măsoară deviația d, depinzînd de unghiul de deviație și de distanța D dintre ecran și dispersor. Alegînd pentru D o valoare păstrată constantă, din deviața d, măsurată, rezultă unghiul de deviație, iar din acesta, cu ajutorul relațiilor (2) sau (4), se pot calcula dimensiunile geometrice ale striațiunilor care au provocat deviația. Metoda are avantajul că se pot verifica rapid și complet toate striațiunile, pe toată lungimea lor, iar verificarea, bazîndu-se chiar pe efectul optic al striațiunilor, este deosebit de eficientă.

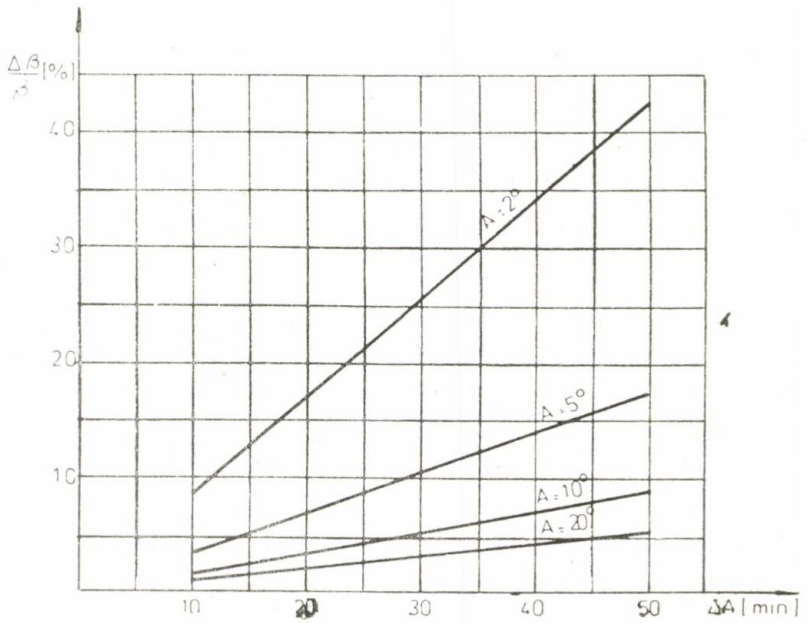


Fig. 8 Modificarea unghiului de deviație în funcție de abaterile unghiului la vîrf al prismei.

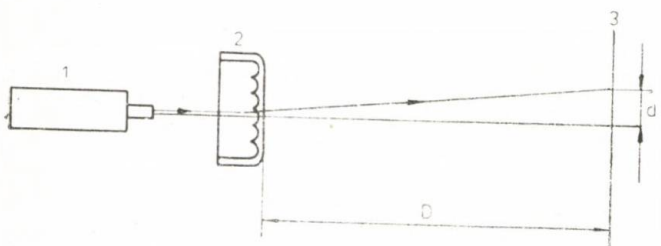


Fig. 9 Schema dispozitivului de verificare optică a dispersoarelor cu ajutorul fasciculului laser.

S-a realizat un dispozitiv de verificat striațiunile dispersoarelor pe baza principiului descris mai sus. Pentru a produce fasciculul îngust de lumină, s-a utilizat o lampă cu incandescență cu halogeni (tip H_3), prevăzut cu un sistem optic pentru diafragmare și colimare. Dispozitivul a dat satisfacție, totuși posibilitățile lui sînt limitate datorită cunoscutelor dificultăți de colimare a unui fascicol luminos heterocromatic și datorită dispersiei cromatice a fasciculului în urma traversării striațiunilor. Pentru a elimina și aceste dificultăți s-a introdus utilizarea unui fascicul-laser, avantajele utilizării sale fiind evidente. In acest scop s-a folosit un laser cu heliu-neon, de tip LG 750, fabricat de Institutul de Fizică Atomică București. Pentru fixarea și deplasarea pe orizontală și verticală a dispersoarelor în fața fasciculului laser s-a construit un dispozitiv cu șurub melcat.

Experiența a arătat că metoda de verificare optică (bazată pe derivația fasciculului-laser) a striațiunilor de pe dispersoarele de sticlă pentru farurile de autovehicule oferă o soluție foarte bună a problemei.

Concluzii

Din cele prezentate mai sus se desprind următoarele concluzii principale :

a) farurile de autovehicule au un rol determinant în asigurarea securității traficului rutier nocturn. Deoarece performanțele fotometrice ale acestora sînt determinate în bună măsură și de calitatea dispersoarelor

de sticlă ale farurilor, verificarea configurației geometrice a striațiunilor de pe aceste dispersoare prezintă o importanță deosebită ;

b) efectul optic de striațiunile dispersoarelor este devierea razelor de lumină care le traversează. Experiența arată că limita admisibilă pentru abaterile de la valorile nominale ale unghiurilor de deviație, pînă la care performanțele fotometrice ale farurilor nu sînt compromise, este de 10%. Din această valoare limită se deduc limitele de toleranță admisibile pentru dimensiunile geometrice ale striațiunilor.

c) verificarea dimensiunilor geometrice ale striațiunilor nu se poate face cu metode și aparate de măsură mecanice clasice. De aceea se recurge la o metodă optică, măsurînd deviația unui fascicul laser produsă la trecerea prin striațiuni. Metoda permite o verificare completă, rapidă și eficientă a striațiunilor dispersoarelor de sticlă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oberst, L.:* Cercetări privind reflectoarele parabolice ale farurilor de autovehicule. Teză de doctorat. Insitutul Politehnic „Traian Vuia", Timișoara, 1974.

[2] *Szilagyi, Al., Oberst,, L.:* Influența luciului dispersoarelor asupra performanțelor fotometrice ale farurilor de autovehicule. Sesiunea de comunicări științifice „Probleme actuale ale iluminatului electric", Electrobanat Timișoara, 3—4 iunie 1977.

CZ :

Determinarea rezistențelor interioare de rulare la vehiculele pe șenile

Ing. Mihai **CIOBANU** — Universitatea Brașov

Introducere

Literatura de specialitate referitoare la determinarea rezistențelor interioare de rulare la vehiculele pe șenile este relativ redusă. In general, pierderile la rulare sînt apreciate global pentru deplasări pe suprafețe deformabile, [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], determinările cantitative făcîndu-se experimental [4], [7], cu ajutorul unor metode semiempirice [1], [2], sau cu relații criteriale [5], [6]. In lucrarea de față se prezintă o metodă de calcul al rezistențelor interioare de rulare, pe baza unui model matematic propus.

Rezistențele interioare de rulare la vehiculele pe șenile.

Rezistențele interioare de rulare constituie pierderi de energie, care apar în timpul deplasării unui vehicul pe șenile pe suprafețe nedeformabile. Aceste pierderi se datoresc rulării galeților pe patinele șenilei, frecărilor precum și lucrului mecanic consumat pentru „așternerea căii de rulare" de către primul galet. După cum se va vedea în lucrarea de față, pierderile datorate așternerii căii de rulare și frecării dintre galeți și ramura de atac a șenilei au cea mai mare pondere în valoarea rezistenței interioare de rulare.

Rezistențele interioare depind în principal de parametrii constructivi ai mecanismului șenilei (raza galetului, r, pasul șenilei, p, unghiul de atac α_0, fig. 1) precum și de caracteristicile materialelor utilizate (coeficient de frecare, μ dintre galet și șenilă, coeficient de rezistență la rulare a galeților, f_0).

In figura 1 a — este reprezentat momentul inițial ($t=0$) al rulării unui vehicul pe șenile. Primul galet se găsește în contact atît cu patina **1**, orizontală, cît și cu patina **2** a ramurii de atac. Sub acțiunea forței F_t, galetul **4** rotește patina **2** a șenilei în jurul articula-

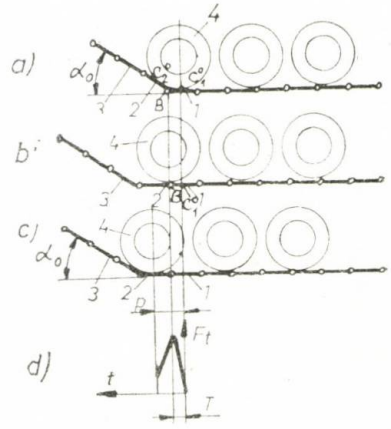


Fig. 1 Momentul inițial al rulării unui vehicul pe șenile.

ției **B** (fig. 2 aducînd-o în planul căii de rulare, în continuarea patinei **1** (fig. 1 b). Punctele de contact inițiale $\mathbf{C}^\circ_1$, $\mathbf{C}^\circ_2$ (fig. 1 a) se deplasează pe patinele **1** și **2**, ajungînd în final (cînd patina **2** a ajuns în planul căii de rulare) să se suprapună peste punctul **B**. In acest interval de timp (T) forța F_t variază pînă la o valoare maximă $F_{t_{max}}$ (fig. 1d). În continuare, galeții rulează liber pe șenilă, pînă cînd primul galet **4** ajunge din nou în contact cu ramura de atac, prin patina **3** (fig. 1c), după care procesul rulării se repetă.

Modelul matematic al procesului de rulare

In figura 2 — este reprezentat modelul matematic al rulării primului galet, **4**. Modelul descrie prima fază a rulării, caracterizată prin aducerea patinei **2** în planul căii de rulare. Asupra galetului acționează, în echilibru dina-

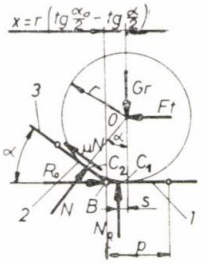


Fig. 2. Modelul matematic al rulării primului galet.

mic, forța F_t de împingere (care însumează forța de acțiune și forțele de inerție ale masei vehiculului), greutatea repartizată pe un galet G_r, reacțiunile din partea patinelor 1 și 2, N_0, N, forța de frecare μN precum și forța de rezistență la rulare R_0. In modelul prezentat se neglijează momentul de inerție al galetului.

Lucrul mecanic al rezistențelor interioare de rulare.

In prima fază a rulării, lucrul mecanic consumat însumează lucrul mecanic efectuat de forța de rezistență la rulare R_0, pe distanța $l_1 = C^0_1 B$ (fig. 1, a, b), a primului galet, cu lucrul mecanic al rezistențelor de rulare liberă a celorlalți galeți de pe o șenilă:

$$L_1 = \int_0^{l_1} R_0 dx + \int_0^{l_1} f_0 G_r (n-1) dx \qquad (1),$$

unde prin f_0 s-a notat coeficientul de rezistență la rulare a galeților pe șenilă ($f_0 = \frac{s}{r}$, fig. 2) iar prin n, numărul de galeți pe o șenilă.

De asemenea, din figura 2, se poate calcula lungimea segmentului $C^0_1 B$.

$$l_1 = C^0_1 B = r \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} \qquad (2),$$

unde r este raza galetului. Forța de rezistență la rulare F_0, se determină (fig. 2) din condiția de echilibru a galetului:

$$R_0 = f_0 G_r \frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{\mu + (1-\mu f_0)\sin\alpha - (\mu + f_0)\cos\alpha} + F_t \frac{\mu - f_0\sin\alpha - f_0\cos\alpha}{\mu + (1-\mu f_0)\sin\alpha - (\mu + f_0)\cos\alpha} \qquad (3)$$

Forța de împingere F_t variază conform relației (fig. 1, d):

$$F_t = F_{t_{max}} \cdot \frac{t}{T} \qquad (4)$$

și deci relația (1) devine:

$$L_1 = \frac{1}{2} f_0 G_r r \cdot \qquad (5)$$

$$\cdot \int_0^{\alpha_0} \frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{[\mu + (1-\mu f_0)\sin\alpha - (\mu + f_0)\cos\alpha]\cos^2\frac{\alpha}{2}} \cdot$$

$$\cdot d\alpha + \frac{r F_{t_{max}}}{2T^2} \cdot$$

$$\cdot \int_0^T \int_0^{\alpha_0} \frac{(\mu - \mu f_0 \sin\alpha - f_0\cos\alpha)t}{[\mu + (1-\mu f_0)\sin\alpha - (\mu + f_0)\cos\alpha]\cos\frac{2\alpha}{2}} \cdot$$

$$\cdot dt d\alpha + r f_0 G_r' n - 1) \int_0^{\operatorname{tg}\frac{\alpha_1}{2}} d\operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2}$$

Prin integrare se obține:

$$L_1 = \frac{r \operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2}}{2\mu + f_0} \cdot \left[\mu f_0 \cdot G_r + (\mu + f_0)\frac{F_{t_{max}}}{2} - \right.$$

$$- \frac{r}{(2\mu + f_0)^2} \cdot \left[(\mu + f_0 - 0{,}5\mu f_0^2 \frac{F_{t_{max}}}{2} - \right.$$

$$\left. - (\mu + f_0 + \mu^2 f_0) f_0 \cdot G_r \right] \cdot$$

$$\cdot ln \left[\frac{(2\mu + f_0)\operatorname{tg}\frac{2\alpha_0}{2} + 2(1-\mu f_0)\operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2} f_0}{f_0} \right] +$$

$$+ \frac{r}{(2\mu + f_0)^2} \cdot \left[(\mu + \mu^2 f_0 - \mu^3 f_0 - \mu f_0^2 + 2\mu^3) \cdot \right.$$

$$\cdot \frac{F_{t_{max}}}{2} - (\mu + \mu^2 f_0 - 2\mu f_0^2 + f_0 + 2\mu^3) f_0 G_r \left. \right] \cdot$$

$$\cdot ln \left| \frac{\left[(2\mu + f_0)\operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2} - \mu f_0 \right](2 - \mu f_0)}{\left[(2\mu + f_0)\operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2} - \mu f_0 + 2 \right]\mu f_0} \right| +$$

$$+ r f_0 G_r (n-1) \operatorname{tg}\frac{\alpha_0}{2} \qquad (6)$$

In cea de a doua fază a rulării (fig. 1 b, c), lucrul mecanic se consumă pentru învingerea rezistențelor la rularea liberă a galeților, pe distanța $l_2 = p—C°_1B$, unde p este pasul șenilei.

Deci :

$$L_2 = \int_0^{l_2} f_0 G_r n dx, \tag{7}$$

sau :

$$L_2 = f_0 G_r n \left(p - r \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} \right) \tag{8}$$

Lucrul mecanic total, consumat pentru învingerea rezisențelor interioare la rularea unei distanțe egale cu un pas p al șenilei, va fi difinit acum de relația :

$$L_t = L_1 + L_2 \tag{9}$$

unde L_1 și L_2 au expresiile date de relațiile (6) și (8).

Determinarea forței și a coeficientului de rezistență interioară la rulare

Forța totală de rezistență la refulare (R_t) este o mărime convențională, ce caracterizează pierderile de energie care apar la deplasarea vehiculului pe șenile pe o distanță cunoscută (p). Această forță este definită de raportul dintre lucrul mecanic total L_t și distanța de rulare, p :

$$R_t = \frac{L_t}{p} \tag{10}$$

sau :

$$R_t = \frac{r \operatorname{tg} \alpha_0/2}{p(2\mu + f_0)} \left[\mu f_0 \cdot G_r + (\mu + f_0) \frac{F_{t_{\max}}}{2} \right] -$$

$$- \frac{r(\mu + f_0)}{p(2\mu + f_0)^2} \cdot \left[\frac{F_{t_{\max}}}{2} - f_0 G_r \right]$$

$$\ln \left| \frac{(2\mu + f_0) \operatorname{tg} \frac{2\alpha_0}{2} + 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} - f_0}{f_0} \right| +$$

$$+ \frac{r(\mu + f_0 + 2\mu^3)}{p(2\mu + f_0)^2} \cdot \left[\frac{F_{t_{\max}}}{2} - f_0 G_r \right]$$

$$\ln \left| \frac{(2\mu + f_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{(2\mu + f_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} + 2} \cdot \frac{2 - \mu f_0}{-\mu f_0} \right| +$$

$$+ f_0 G_r \left(n - \frac{r}{p} \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} \right) \tag{11}$$

Coeficientul de rezistență interioară la rulare, f_t este o mărime convențională adimensională și se determină ca raportul dintre forța de rezistență totală la rulare R_t și greutatea vehiculului, adică :

$$f_t = \frac{2R_t}{G_t} \tag{12}$$

unde G_t este greutatea totală a vehiculului. Inlocuind în relația (12) expresia forței de rezistență la rulare R_t , dată de relația (11), se obține expresia coeficientului de rezistență la rulare f_t :

$$f_t = f_0 + \frac{r}{p} \cdot \frac{\frac{F_{t_{\max}}}{G_t}(\mu + f_0) - \frac{\mu f_0}{n}}{2\mu + f_0} \cdot$$

$$\cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} - \frac{r}{p} \cdot \frac{\frac{F_{t_{\max}}}{G_t} - \frac{f_0}{n}}{(2\mu + f_0)^2} \cdot \tag{13}$$

$$\cdot \ln \frac{\left(\frac{2\mu}{f_0} \cdot \operatorname{tg} \frac{2\alpha_0}{2} + \frac{2}{f_0} \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} - 1 \right) \mu + f_0}{\left[\frac{\left(\frac{2}{f_0} + \frac{1}{\mu} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} - 1}{\left(\mu + \frac{f_0}{2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} + 1} \right]^{\mu + f_0 + 2\mu^3}}$$

Din analiza relației (13) se observă că valoarea coeficientului t_t este compusă din valoarea rezistenței la rulare a galeților, f_0 și valoarea specifică a pierderilor datorate „așternerii căii de rulare" și frecărilor dintre galeți și șenilă. Cum valorile coeficientului f_t sînt cuprinse între 0,03 și 0,04 iar valorile coeficientului f_0 între 0,01 . . . 0,02 [3], [4], [5], rezultă că media pierderilor specifice datorate așternării căii de rulare și frecărilor este de 0,02, adică ponderea acestor pierderi, în valoare globală, este foarte mare (între 65 . . .75 %).

Relația (13) permite prin forma sa, o apreciere cantitativă a influenței parametrilor constructivi și tehnologici ai mecanismului șenilei, asupra coeficientului rezistenței la rupere f_t.

Relația a fost verificată, prin calcul numeric ; astfel, pentru $G_t = 7500$ daN, $G_r = 750$ daN, $F_{t_{\max}} = 110$ daN, $f_0 = 0{,}01$, $\mu = 0{,}3$, $\alpha_0 = 33°$, $r = 0{,}235$ m, $p = 0{,}095$ m (date preluate din [4]), se obține $f_t = 0{,}0288$, valoare confirmată experimental [4].

Influența parametrilor constructivi și tehnologici ai mecanismului șenilei asupra coeficientului de rezistență interioară la rulare

In figurile 3, 4, 5, 6, 7, 8 sînt reprezentate graficele de variație ale coeficientului f_t, în funcție de parametrii r/p, r, p, α_0, f_0 și μ. Construcțiile grafice au fost trasate după relația (13). Astfel, coeficientul de rezistență interioară la rulare f_t variază liniar în funcție de raportul r/p. Din figura 3 se observă că o creștere a coeficientului f_t de la 0,025 la 0,041, adică o creștere cu 100% a raportului r/p, determină o creștere cu 64% a coeficientului f_t.

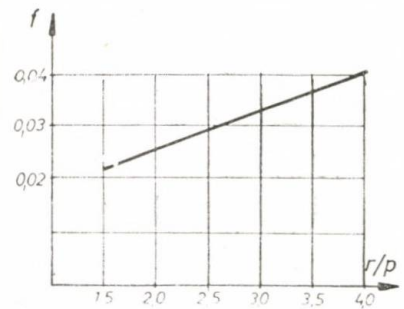


Fig. 3 Variația coeficientul f_t în funcție de r/p

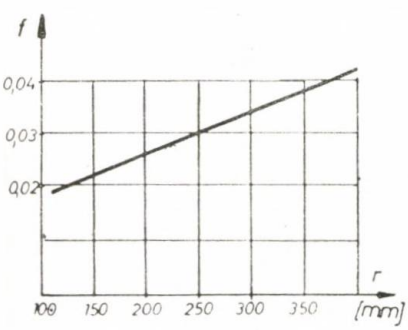


Fig. 4 Variația coeficientului f_t în funcție de r.

In figura 4 este reprezentată variația coeficientului f_t în funcție de raza galetului r; variația fiind liniară, cantitativ, creșterea cu 100% a razei r, de la 200 la 400 mm, determină o creștere cu 58% a coeficientului f_t, de la 0,026 la 0,042.

Variația coeficientului de rezistență la rulare în funcție de pasul șenilei, p este hiperbolică. Din figura 5 se observă că la valori mici ale pasului (de la 50 la 100 mm), variația coeficientului f_t este mare. Astfel, o creștere cu 100% a pasului (de la 50 la 100 mm), determină o scădere cu 64% a coeficientului f_t (de la 0,046 la 0,028), în timp ce o creștere cu 100% a pasului, în intervalul 80 ... 160 mm, determină o scădere mai mică a coeficientului f_t (de la 0,032 la 0,021), de numai 52%.

In figura 6 — este reprezentată variația coeficientului f_t în funcție de unghiul de înclinare α_0, al ramurei de atac a șenilei. Pentru valori uzuale ale lui α_0 (între 30 ... 50°),

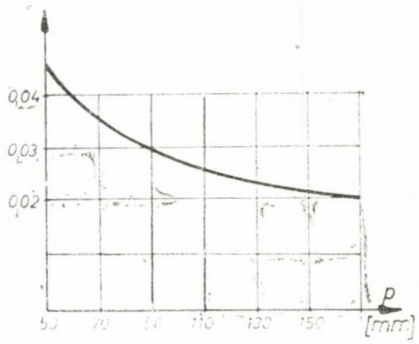


Fig. 5 Variația coeficientului f_t în funcție de p.

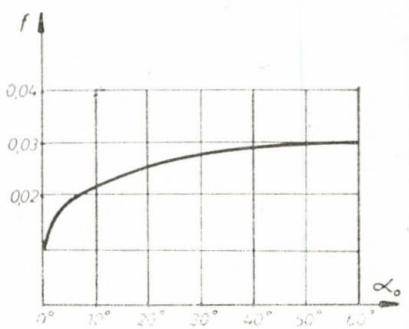


Fig. 6 Variația coeficientului f_t în funcție de α_0

creșterea coeficientului f_t este foarte mică. De exemplu, o creștere cu 67% a unghiului α_0 (de la 30 la 50°), determină o creștere de numai 7% (de la 0,028 la 0,03) a coeficientului de rezistență la rulare. Scăderi mari ale f_t se înregistrează numai la valori mici ale lui α_0.

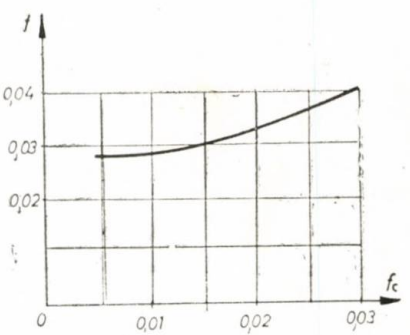


Fig. 7 Variația coeficientului f_t în funcție de f_0.

Coeficientul de rezistență la rulare a galeților, f_0 determină o variație redusă a coeficientului f_t (fig. 7). Astfel, o creștere cu 100% a coeficientului f_0 (de la 0,01 la 0,02), determină o creștere de numai 14,6% a coe-

ficientului f_t. Coeficientul de frecare μ dintre galeți și șenilă influențează însă sensibil

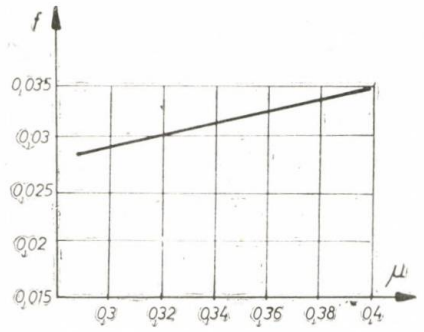


Fig. 8 Variația coeficientului f_t în funcție de μ.

coeficientul rezistențelor la rulare (fig. 8); unei creșteri cu numai 33% a coeficientului de frecare (de la 0,3 la 0,4), îi corespunde o creștere 20% a coeficientului f_t (de la 0,0288 la 0,0347).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bekker M. G.:* Teory of land locomotion. Ann Arbor. The University of Michigan Press, 1962.

[2] *Bekker, M. G.:* Introduction to terrain vehicle systems. Ann Arbor The University of Michigan Press, 1969.

[3] *Ghiulai, O., Vasiliu, Gh.:* Dinamica autovehiculelor. Editura didactică și pedagogică. București, 1975.

[4] *Kogure K.:* External motion resistance caused by rut sinkage of a tracked vehicle. In: Journal of Terramechanics 1976. Vol. 13, nr. 1, pag. 1—14.

[5] *Nițescu Gh., Năstăsoiu, S., Popescu, S.:* Tractoare. București, 1974.

[6] *Nosov N. A. ș. a.:* Rasciot i konstruirovanie gusenicinîh mașin. Leningrad. Izdatelstvo. Mașinostroenie, 19722.

[7] *Zabavnicov, N.:* Osnovi trorii transportîn gusenicinîh mașin. Moskva. Mașinostroenie, 1975.

CZ : 620.1 : 621 : 833

Determinarea durabilității la încovoiere a danturilor evolventice drepte folosind modelul elastic prin metoda elementului finit

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU**, ing. Paul **MIULESCU**, ing. Ștefan **VEN** — I.C.P.A.T. Brașov

Ruperea dinților, una din principalele cauze care duc la scoaterea din uz a angrenajelor, poate fi evitată prin evaluarea cît mai corectă a capacității portante, a rezistenței la oboseală. In lucrarea de față se determină durabilitatea la încovoiere prin studiu pe model elastic ce reproduce procesul continuu al angrenării. Modelarea cuprinde două faze:

1 — realizarea geometriei suprafețelor de rulare a dinților (procesului de tăiere);

2 — realizarea procesului de angrenare.

Se cunosc datele referitoare la caracteristicile angrenajului, tabel (1).

Forța G care la angrenarea singulară se aplică în întregime unei perechi de dinți va fi descompusă în Q_1 ce se aplică asupra primei perechi de dinți și Q_2 ce se aplică celei de-a doua perechi de dinți în contact, în cazul angrenării duble (fig. 1).

Valorile componentelor Q_1 și Q_2 se determină prin găsirea rigidității dinților cu ajutorul metodei elementului finit, pentru fiecare poziție a cuplării lor, știind că rotirea butucului roții conducătoare este unică prin deformarea danturii atunci cînd roata condusă este blocată.

Caracteristicile angrenajului

Tabelul 1

Denumire	Simbol	Roata Z_1		Roata Z_2
Numărul de dinți	Z	19		22
Modulul	m		4,25	
Deplasările specifice		0,58		0,6
Distanța între axe	A		91,45	
Lățimea danturii	B		54	
Caracteristicile angrenajului				
Coeficientul înălțimii capului de referință	f_0		1	
Coeficientul jocului	ξ			
de referință la fund	W_0		0,25	
Unghiul de angrenare	α_0		20°	

Modelul elastic astfel conceput pentru realizarea încărcării dinților în procesul de angrenare permite găsirea cîmpului tensiunilor în corpul danturii (tabelul 2).

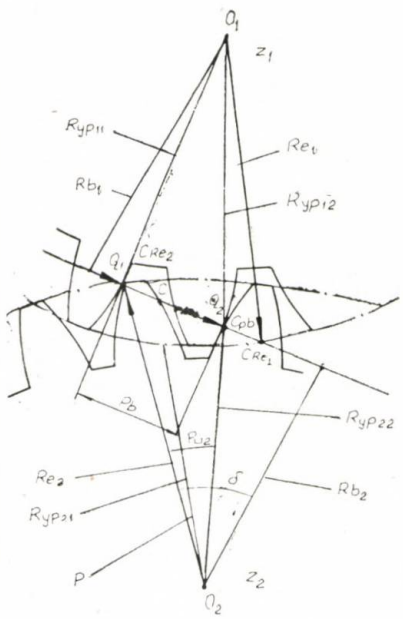


Fig. 1 Angrenarea dublă — descompunerea forței Q.

Solicitările maxime din acest cîmp referitor la fața întinsă a piciorului dintelui și același element finit de structură formează ciclul de încărcare. Se trasează curba Wöhler (fig. 3) în baza rezultatelor experimentale pe bancul de încercări pentru angrenajul studiat (tab. 1). Determinarea solicitărilor efective s-a făcut în următoarele ipoteze :

1. $K_D = 1$, $K_r = 1$, $K = 1$
2. $K_D = 1{,}017$, $K_r = 1{,}0145$, $K = 1$
3. $K_D = 1$ $K_r = 1$, $K = 1{,}1$
4. $K_D = 1{,}017$, $K_r = 1{,}0145$, $K = 1{,}1$

unde :

— $\mathbf{K}_D$ — coeficientul suprasarcinii dinamice ;

— $\mathbf{K}_r$ — coeficientul repartizării sarcinii de-a lungul dintelui ;

— **K** — coeficientul de suprasarcină al angrenajului.

Datorită scurtării capului dinților vîrfurile tensiunilor principale se măresc în raport cu cele determinate în figura 2. Rezultatele experimentale prezintă o repartiție normală (fig. 4). Valorile găsite pentru durabilitate prin modelare în cele patru ipoteze sînt în concordanță cu rezultatul încercărilor efectuate pe stand.

Setul de programe utilizat are componența din figura 5.

Concluzii

— valorile tensiunilor principale maxime se obțin în același loc în zona racordării piciorului dintelui în tot procesul de angrenare cu excepția punctului în care forța este foarte apropiată de această zonă, ceea ce provoacă o modificare locală a cîmpului ;

— orientarea tensiunilor principale maxime este tangentă la suprafața racordului, avînd un unghi de 20°—30° în raport cu axa dintelui ;

— modificarea razei capului sculei la valoarea ei maximă micșorează substanțial solicitările maxime la baza dintelui ;

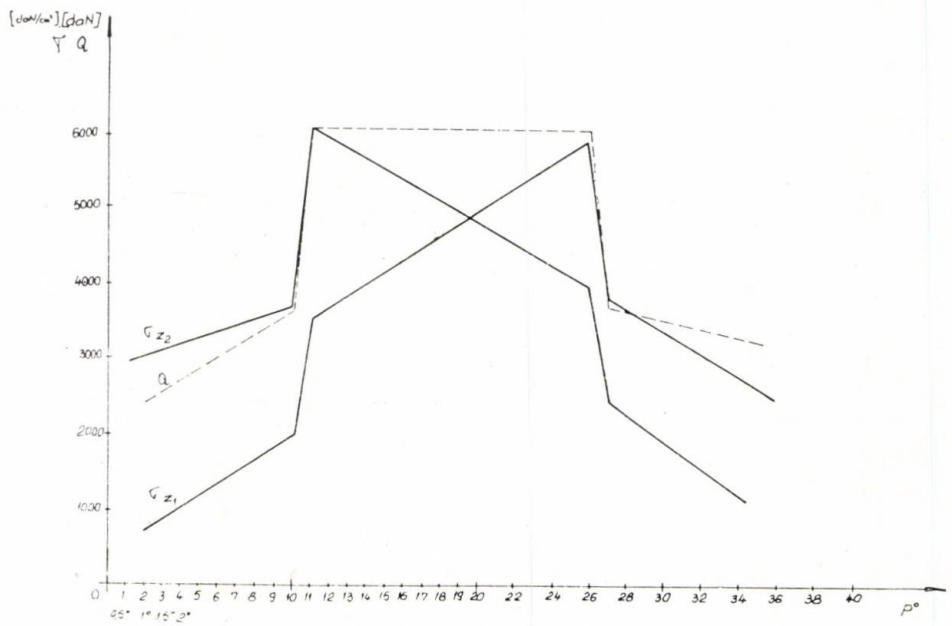


Fig. 2 Determinarea tensiunilor principale.

Tabelul 2

$RY11P$ [mm]	$RY11$ [mm]	$RY12P$ [mm]	$RY12$ [mm]	$RY21P$ [mm]	$RY21$ [mm]	$RY22'$ [mm]	$RY22$ [mm]	Q_1 daN/cm²	Q_2 daN/cm²	daN/cm² τ_{z_1}	daN/cm² τ_{z_1}	daN/cm² τ_{z_2}	daN/cm² τ_{z_2}
39,26	38,35	44,18	42,73	53,56	52,93	47,51	46,07	2211	3788	675	3696	2872	2471
39,41	38,44	44,48	43,07	53,23	52,48	47,29	45,89	2367	3632	746	3664	3008	2289
39,56	38,54	44,47	43,42	52,92	52,05	47,09	45,71	2529	3470	858	3627	3141	2120
39,72	38,64	45,07	43,78	52,61	51,64	46,89	45,55	2688	3311	1014	3574	3262	1961
39,89	38,76	45,37	44,15	52,31	51,25	46,70	45,40	2838	3161	1166	3533	3362	1782
40,06	38,88	45,66	44,53	52,02	50,88	46,52	45,26	3001	2999	1318	3452	3468	1604
40,24	39,00	45,96	44,92	51,74	50,52	46,35	45,13	3161	2838	1488	3362	3939	1320
40,41	39,14	46,27	45,33	51,46	50,18	46,18	45,00	3290	2709	1650	3297	3584	1168
40,60	39,28	46,57	45,74	51,19	49,86	46,02	44,89	3424	2576	1831	3199	3626	1437
40,79	39,43	46,87	46,17	50,93	49,55	45,87	44,78	3558	2441	2033	3113	3691	1038
40,98	39,58	0	0	50,67	49,25	0	0	6000		3496		6047	
41,17	39,74	0	0	50,42	48,97	0	0	6000		3668		5858	
41,37	39,91	0	0	50,17	48,70	0	0	6000		3811		5703	
41,57	40,09	0	0	49,93	48,44	0	0	6000		3966		5548	
41,77	40,27	0	0	49,70	48,19	0	0	6000		4127		5388	
41,98	40,46	0	0	49,48	47,95	0	0	6000		4270		5245	
42,19	40,65	0	0	49,25	47,72	0	0	6000		4413		5101	
42,40	40,86	0	0	49,04	47,51	0	0	6000		4528		4929	
42,62	41,07	0	0	48,83	47,30	0	0	6000		4688		4786	
42,83	41,28	0	0	48,63	47,10	0	0	6000		4901		4762	
43,05	41,50	0	0	48,43	46,91	0	0	6000		5033		4528	
43,27	41,73	0	0	48,23	46,73	0	0	6000		5158		4413	
43,50	41,97	0	0	48,04	46,55	0	0	6000		5331		4276	
43,72	42,21	0	0	47,86	46,38	0	0	6000		5525		4184	
43,95	42,47	0	0	47,68	46,22	0	0	6000		5703		4041	

— scurtarea capului dintelui poate avea un efect defavorabil în cazul unor clase de precizie relativ ridicate (6, 7, STAS) prin modificarea defavorabilă a ciclului de încărcare. Mărirea vîrfurilor de tensiune în punctele singulare și a șocurilor la intrarea și ieșirea din angrenare datorită scăderii elasticității dinților duc la scăderea durabilității ;

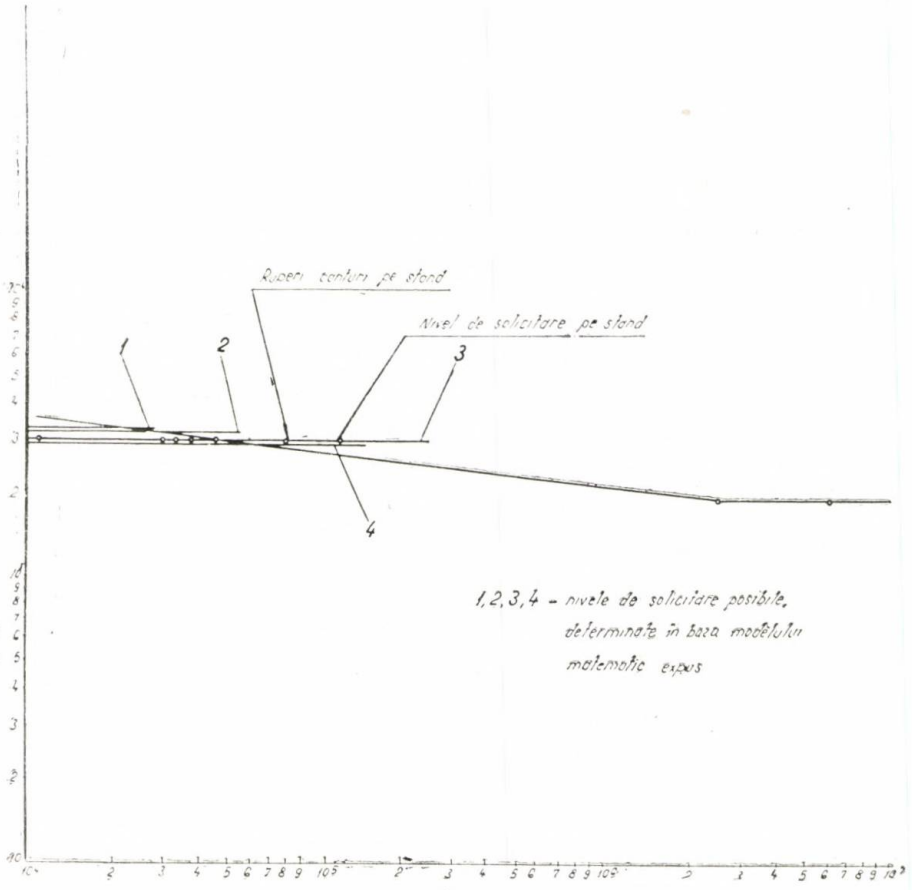


Fig. 3 Curba Wöhler în urma rezultatelor experimentale pe bancul de încercări.

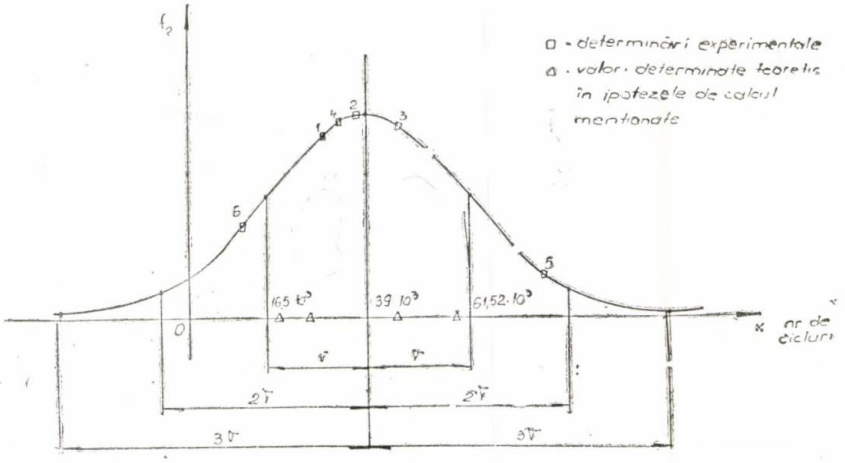


Fig. 4 Rezultate experimentale :
■ — determinări experimentale ;
△ — valori determinate teoretic în ipotezele de calcul menționate.

— **examinarea cîmpului deformațiilor dinților sub sarcină duce la constatarea că elasticitatea lor crește în special cu lungimea și ascuțirea lor la vîrf ;**

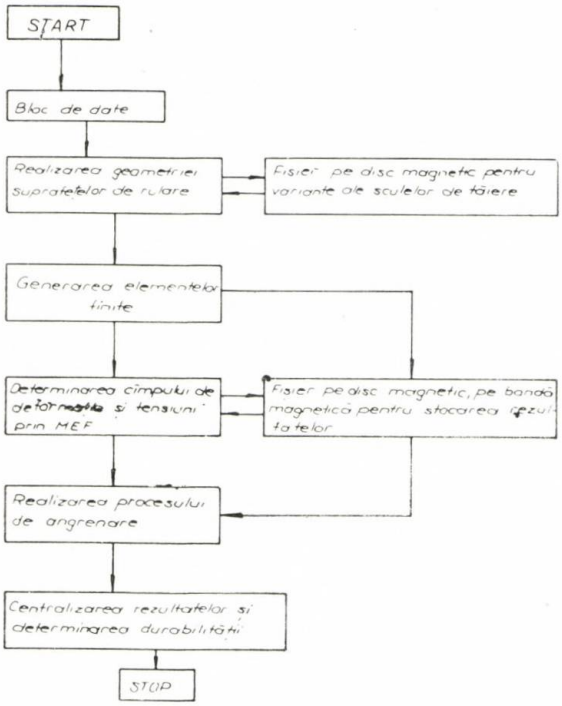


Fig. 5 Schema de principiu a dispunerii blocurilor.

— **posibilitatea simulării încărcării dinților facilitează determinarea prin calcul a duratei de viață a danturilor în faza de proiect.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sauer, L., Moravitz, B., Vasu, T., Miloiu, G., Thomas, V., Van Saanen, E., Erlicz, I., Chiriacescu, S.:* Angrenaje. Vol. I și II, Editura tehnică, București 1970.

[2] *Litvin, F.:* Teoria Zubciatih zațeplenii, Moscva, 1968.

[3] *Juvinal, R.C.:* Stress, Strain and Strength, Mc. Graw-Hill Series Mechanical Engineering.

[4] *Houghton, P.S.* — Gears, Technical Press, London, 1968

[5] *Petrescu, N., Stanciu, I., Ven, S.:* Program de utilizare a unei familii de punți motoare pentru tractoare și utilaje de construcții. Construcția de mașini nr. 4—1978.

[6] *Petrescu, N., Stanciu, I., Grovu, M.:* Metode pentru culegerea și prelucrarea datelor în vederea determinării regimului simulativ de încercare la oboseală a cîtorva subansamble de autovehicule. Construcția de mașini, nr. 5—1978.

[7] *Miulescu, P.:* Asupra elasticității danturii angrenajelor cilindrice cu dinți drepți cu profil evolventic. Construcția de mașini nr. 6—1975.

[8] *Miulescu, P.:* Factorul de formă, influența procedeului și a sculei de danturare asupra acestuia la calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice. Construcția de mașini, nr. 11—1977.

[9] *Miulescu, P., Olteanu C., Munteanu M.:* Aplicarea elementului finit la analiza tensiunilor în roțile dințate cilindrice cu dinți drepți. Construcția de mașini, nr. 5 — 1978.

CZ : 624. : 620

Rezolvarea problemelor de valori proprii folosind metoda elementului finit în cazul structurilor cu număr foarte mare de grade de libertate

Dr. ing. Mircea **MUNTEANU** ing. Viorel **TIGĂU** — I.C.A. Brașov

In calculul structurilor se întîlnesc des situații cînd este necesar că se determine valorile și vectorii proprii ai unei matrice ; de exemplu, determinarea frecvențelor proprii și a modurilor proprii de vibrații ale unor structuri sau determinarea încărcării critice și a modului de pierdere a stabilității. In formularea matriceală, care derivă din aplicarea metodei elementului finit, problema de valori proprii se poate scrie :

$$(K - \lambda \cdot A) \cdot p = 0, \qquad (1)$$

în care :

K — este matricea de rigiditate elastică a structurii ;

A — este matricea maselor în cazul problemelor de vibrații, sau matricea de rigiditate geometrică în cazul problemelor de stabilitate ;

q — este vectorul coloană al deplasărilor nodale ;

$\lambda = \omega^2$, ω este frecvența proprie în cazul problemelor de vibrații proprii, sau este factorul de proporționalitate a încărcării în cazul problemelor de stabilitate.

Matricele K și A sînt matrice bandă, avînd în general aceeași lățime de bandă, excepție făcînd cazul cînd la problemele de vibrații se consideră masele concentrate în noduri și deci matricea maselor devine matrice diagonală.

Din cauza dimensiunilor mari ale matricelor (cîteva sute sau chiar mii de elemente pe coloană) metodele clasice de determinare a

valorilor proprii sînt ineficente, pe de o parte din cauza memoriei mari de calculator cerute și a timpilor lungi necesari execuției și pe de altă parte prin faptul că nu țin cont de particularitățile matricelor K și A (matrice bandă simetrice).

Unele dificultăți apar și datorită faptului că formularea (1) diferă de cea clasică :

$$(C - \lambda I) \cdot p = 0, \tag{2}$$

sau :

$$C \cdot p = \lambda p, \tag{2'}$$

unde :

I — este matricea unitate.

Aducerea relației (1) la forma $(K \cdot A^{-1} - \lambda \cdot I) \cdot q = 0$, de cele mai multe ori nu este posibilă deoarece matricea A este singulară în general și chiar dacă această operație este posibilă ea nu este rațională deoarece ea devine matrice plină, iar produsul KA^{-1} nu este o matrice simetrică.

In cadrul grupei de calcule aerodinamice și de rezistență de la Intreprinderea de Construcții Aeronautice Brașov s-au pus la punct mai multe programe care determină valori și vectori proprii. Unul dintre acestea a fost descris în lucrarea [4]. S-a mers pe două căi :

1 — adaptarea unor subprograme din literatură, [2] și [3], la un program de element finit elaborat în cadrul grupei de calcule aerodinamice și de rezistență de la I.C.A. Brașov denumit **SSELF**, [5] ;

2 — scrierea unor subprograme originale adaptate unui program de element finit existent **SAP**, [6], folosind un algoritm care se pretează la modul de lucru cu blocuri al programului **SAP** și anume metoda lui Jennings, [3].

Programul **SSELF** folosind pentru probleme de valori proprii ale matricelor subrutine existent în literatură nu va mai fi descris în lucrarea de față. Se amintește doar că subprogramele din lucrările [2] și [3] țin cont de particularitățile matricilor K și A (matrici bandă sau diagonale) însă calculul se face numai în memorie nefiind folosite fișiere pe disc sau benzi magnetice *).

Aceasta face ca performanțele lor să fie destul de reduse ; numărul maxim de ecuații este de cîteva sute (200 ... 400) iar lățimea benzii, de asemenea, mică, de cîteva zeci de elemente, numerele acestea depinzînd de capacitatea calculatorului (programele amintite în această lucrare sînt rulate pe un calculator Felix C-256 cu memorie de minimum 128 K). In schimb timpii de execuție sînt foarte scurți.

*) — Programul *SSELF* scris inițial numai pentru rezolvarea statică a unor structuri, folosește mai multe fișiere pe disc ceea ce face posibilă abordarea unor structuri cu un număr de grade de libertate de pînă la cîteva mii, limita fiind însă impusă de timpul de calculator. Programul *SSELF* poate lucra cu matricea A bandă sau diagonală, în cazul abordării problemelor de valori proprii.

Din acest motiv au fost elaborate de către autori un set de subrutine originale adaptate programului **SAP**, folosind metoda lui Jennings și care vor fi descrise pe scurt în cele ce urmează.

Metoda lui Jennings de determinare a valorilor și vectorilor proprii a unei matrice simetrice C este o metodă iterativă simultană, care prin urmare permite deducerea deodată a mai multor valori și vectori proprii spre deosebire de binecunoscuta metodă a lui von Mises. Metoda lui Jennings este foarte rapid convergentă și ea comportă următoarele etape principale :

1 — generarea pseudoaleatoare a m vectori inițiali U, ortogonalizarea și normalizarea lor. La ortogonalizare se preferă metoda lui Schmidt, deci :

$$U^T \cdot U = \mathrm{I}, \text{ unde : } U = [u_1 \; u_2 \ldots u_m] ; \tag{4}$$

2 — determinarea vectorilor V ; $V = C \cdot U$;

3 — efectuarea produsului : $B = U^T \cdot V = U^T \cdot C \cdot U$;

4 — rearanjarea elementelor de pe diagonala lui B și a vectorilor U și V după mărimea elementelor diagonale matrici B în ordinea descrescătoare ;

5 — construirea matricei T cu elemente de pe diagonală unitare și cu ceilalți termeni dați de relația :

(7)

$$t_{ij} = \frac{-b_{ij}}{(b_{ii} - b_{jj}) + S\sqrt{(b_{ii} - b_{jj})^2 + 16 b_{ij}^2}},$$

unde : S — este semnul lui $b_{ii} - b_{jj}$. Matricea T este antisimetrică ;

6 — calculul unor vectori W ; $W = V \cdot T$;

7 — ortogonalizarea și normalizarea vectorilor W, care sînt apoi folosiți ca vectori inițiali și procesul este reluat. Calculul se oprește cînd vectorii W, după ortogonalizare și normalizare, diferă puțin (în cadrul unei toleranțe ε admise) de vectorii inițiali U. In acest moment elementele de pe diagonala matricei B reprezintă tocmai cele mai mari m valori proprii căutate, iar vectorii W, după ortogonalizare, reprezintă vectorii proprii corespunzători.

In cazul problemei de valori proprii formulată în relația (1) se poate scrie :

$$\lambda \cdot A \cdot q = K \cdot q. \tag{9}$$

Deoarece matricea de rigiditate a structurii K este pozitiv definită, se poate descompune în factori conform metodei lui Choleski : $K = L \cdot L^T$, unde L este o matrice bandă (cu aceeași lățime de bandă ca matricea K) triunghiulară inferioară. Ecuația (9) se poate transforma în :

$$(L^{-1} \cdot A \cdot L^{-1T}) \cdot (L^T \cdot q) - \frac{1}{\lambda} \cdot (L^T \cdot q), \tag{11}$$

sau :

$$C \cdot p = \lambda_1 \cdot p, \tag{12}$$

în care :

$$C = L^{-1} \cdot A \cdot L^{-1T}$$

$$p = L^T \cdot q$$

$$\lambda_1 = 1/\lambda$$

și astfel problema se reduce la forma (2'), în cazul problemelor de vibrații $\lambda_i = 1/\omega_i^2$ în care ω_i sînt pulsațiile proprii.

La efectuarea produsului (5) care apare în cursul metodei Jennings :

$$Z = (L^{-1} \cdot A \cdot L^{-1T}) \cdot p,$$

se fac înmulțirile succesiv : întîi p cu L^{-1T}, apoi cu A și în final cu L^{-1}. Intrucît inversarea matricei L nu este recomandabilă (prin inversarea matricea L rămîne triungiulară, dar nu mai rămîne matrice bandă) înmulțirea cu L^{-1T} se face printr-o retrosubstituție, iar înmulțirea cu L^{-1} printr-o substituție înainte, adică prin rezolvarea sistemelor liniare :

$$L^T \cdot X = p$$

$$L \cdot Z = Y \qquad (13)$$

în care,

$$Y = A \cdot X$$

Se poate schița acum **schema logică a programului :**

a — generarea matricei de rigiditate K a structurii de către programul **SAP** și memorarea ei pe fișierul 4 pe blocuri (fig. 1) ;

b — descompunerea Choleski cu scrierea matricei **L** pe fișierul 3, de asemenea, sub formă de blocuri. Pentru această etapă s-a modificat subrutina **USOL** din programul **SAP**, [6] astfel încît în loc de triunghiularizare Gauss să furnizeze matricea triunghiulară L^T, (subrutina **SREDUCE) ;**

c — transpunerea matricei L^T în matricea L și scrierea matricei L pe fișierul 8 pe blocuri, așa cum reiese din figura 2, (subrutina **CONV).** Matricile K, L și L^T au același număr de blocuri ;

d) — generarea pseudoaleatoare a celor m vectori inițiali U și scrierea lor pe fișierul 1. Acești vectori sînt scriși tot pe blocuri, care conțin mai multe ecuații decît blocurile matricelor K, L^T sau L. Intre numărul de ecuații pe bloc există relația :

$$N_{b_1} = M_b/m \cdot N_b - N_{br} \cdot N_b, \qquad (14)$$

în care s-a notat :

- N_b — numărul de ecuații pe fiecare bloc al matricei K, L sau L^T ;
- N_{b_1} — numărul de ecuații pe fiecare bloc al vectorilor ;
- M_b — lățimea benzii ;
- m — nr. de vectori care se calculează ;
- $N_{br} = (M_b - 1)/N_b + 1$,

astfel încît numărul de elemente ale blocurilor matricei K să fie aproximativ același cu numărul de elemente ale vectorilor la care se adaugă un număr de elemente egal cu $m \cdot N_{br}$ N_b necesare retrosubstituției și substituției înainte. Prin aceasta se minimizează timpul de acces la periferice, (subrutina **SRAND) ;**

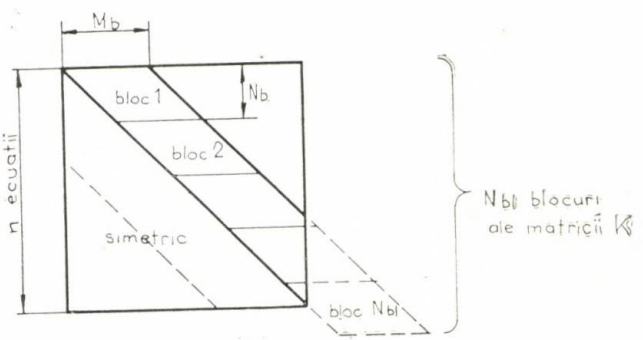


Fig. 1

e) — ortogonalizarea și normalizarea vectorilor prin procedeul Schmidt (subrutina **SORTH)** și scrierea pe fișierul 2 ;

f) — retrosubstituția, adică multiplicarea vectorilor cu L^{-1T}, (subrutina **SBACK).** Modul de lucru al acestei subrutine reiese din figura 3.

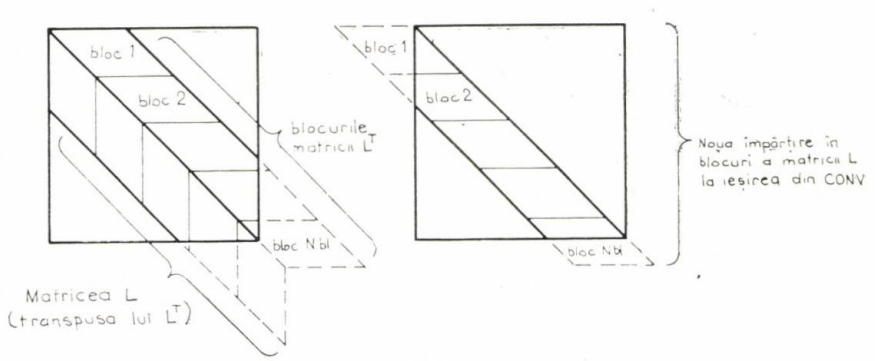


Fig. 2

În memorie este prezent un bloc al matricei L^T, un bloc de vectori plus aria de dimen-

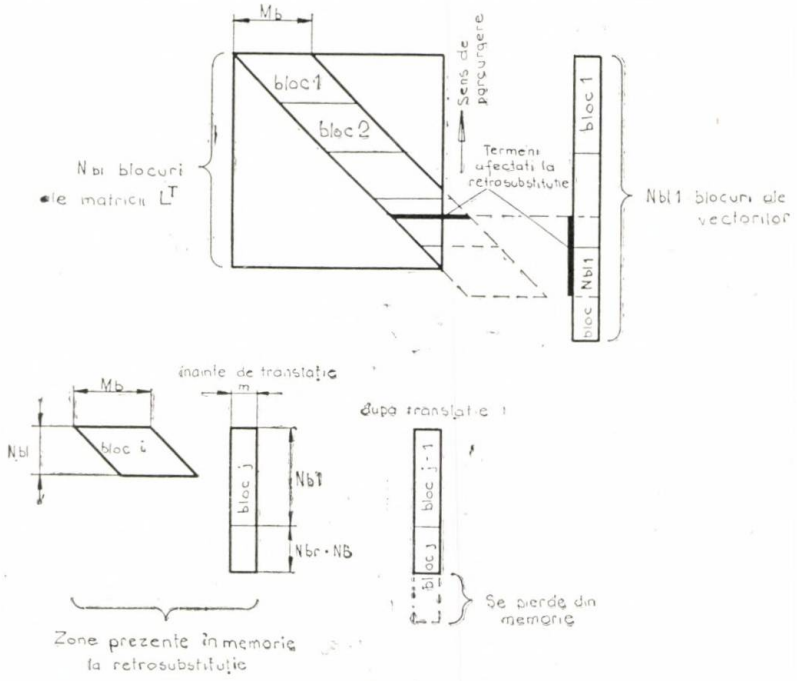


Fig. 3

siuni $m \cdot N_{br} \cdot N_b$. In momentul în care în cursul substituției unui bloc din matricea L^T „nu-i mai ajung" termeni liberi din blocul de vectori, se translatează blocul de vectori cu N_{b_1} și înlocul lui se citește blocul următor (mergînd de la ultimul bloc spre primul). Se citesc vectorii de pe fișierul 2 și se scriu pe fișierul 1 ;

g) — înmulțirea vectorilor de pe fișierul 1 cu matricea A și scrierea pe fișierul 4. In acest moment programul este scris numai pentru matricea A diagonală (pentru problema de vibrații, masă concentrată în noduri). Se are în vedere și extinderea în cazul matricei A bandă, însă numai această subrutină trebuie modificată celelalte rămîn neschimbate, (subrutina **SPREM).**

h) — substituția înainte, adică multiplicarea vectorilor de pe fișierul 4 cu L^{-1} (subrutina **SFOR).** Se procedează analog cu etapa **„f"** dar sensul de parcurgere, așa cum se vede și din denumirea etapei, este de la primul bloc spre ultimul (fig. 3). Rezultatul, vectorii V, este scris pe fișierul 1 ;

i) — calculul elementelor diagonale ale matricei B, relația (6), ordonarea lor și a vectorilor de pe fișierele 1 și 2 după ordinea descrescătoare a elementelor de pe diagonala matricei B. Se calculează, de asemenea, matricea T și vectorii W, relațiile (7) și (8). La ieșire vectorii U și W sînt pe fișierele 1 și 2, (subrutina **SDEC) ;**

j) — ortogonalizarea celor m vectori W (subrutina **SORTH)** obținîndu-se vectorii W_1 ;

k) — calculul erorii :

$$\Delta = \frac{|U - W_1|^T \cdot |U - W_1|}{n}, \qquad (15)$$

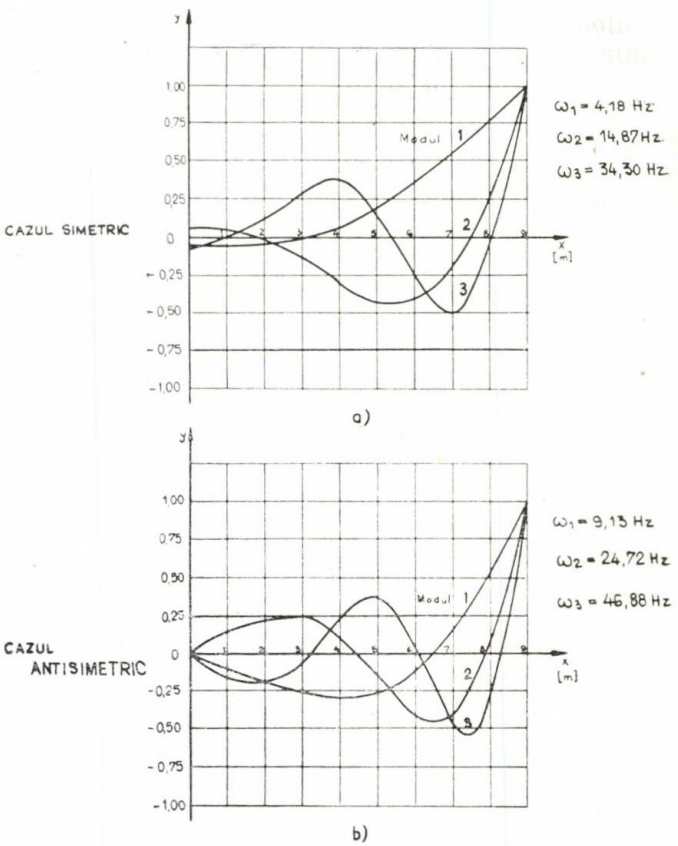


Fig. 4

unde n este numărul de linii ale vectorilor U și W_1 (numărul de grade de libertate a structurii). Dacă $\Delta \geqslant \varepsilon$, deci dacă precizia dorită

Proelemele de valori proprii se încadrează într-o gamă largă rezolvabilă cu ajutorul metodei elementului finit. Astfel, lucrarea pre-

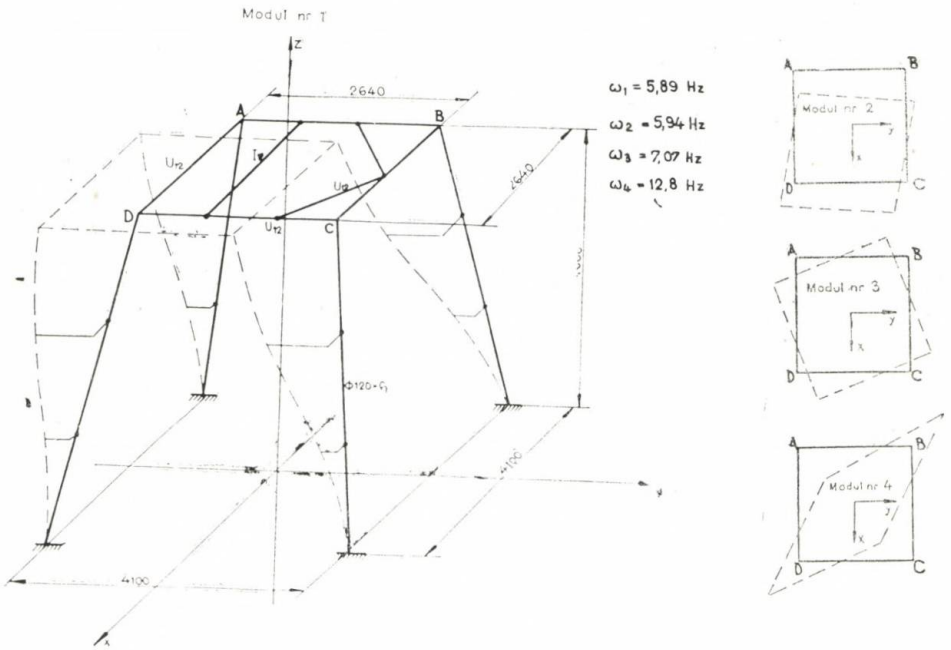


Fig. 5

încă nu s-a atins, se reia calculul cu etapa „**f**" în locul lui U punîndu-se vectorii W_1, (subrutina **SERROR**) ;

l) — în cazul obținerii preciziei dorite se calculează vectorii proprii ai structurii q din relația :

$$W_1 = L^T \cdot q, \qquad (16)$$

folosind încă o dată subrutina **SBACK**, adică prin retrosubstituție și în final se tipăresc valorile și vectorii proprii.

Erorile introduse de rotunjirile pe care calculatorul le face în calcule sînt de același ordin de mărime cu cele obținute în cursul triunghiularizării Gauss și se obțin numai în cursul descompunerii Choleski.

In încheiere, sînt prezentate cîteva rezultate obținute cu programul prezentat în lucrare. Este vorba de frecvențele vibrațiilor proprii și de modurile proprii de vibrații pentru un planor (considerînd fuzelajul ca o masă concentrată) și pentru un suport executat din profile standardizate (fig. 4 și 5). Pentru suportul din figura 5 primele 4 frecvențe și moduri proprii au fost obținute în 5 iterații cu cu eroare sub 0,0005 și în trei iterații cu eroare sub 0,03 pentru vectorii proprii conform relației (15).

zintă un caz concret de soluționare a unor probleme cum ar fi vibrațiile în caroseriile autovehiculelor sau în diferite alte subansamble, stabilitatea elastică a structurilor din profile cu pereți subțiri (caroserii, fuselaje) și altele.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wilkinson, J. H.:* The Algebraic Eigenvalue Problem, Clarendon Press, Oxford, 1965.

[2] *Gupta, K. K.:* Solution of Eigenvalue Problems by Sturm Sequence Method, International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 4, pag. 379—404, 1972.

[3] *Corr, R. B., Jennings, A. A.:* A Simultaneous Iteration Algorithm for Symetric Eigenvalue Problems, International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 10, pag. 647—663, 1976.

[4] *Mut, F., Munteanu, M.:* Asupra stabilității elastice a barelor cu pereți subțiri. Construcția de Mașini, nr. 5, 1977.

[5] *Munteanu, M., Liszka, P.:* Prezentarea ansamblului modular SSELF (Sistem de subrutine pentru metoda elementului finit), Sesiunea de comunicări științifice, ICPAT — Brașov, 1976.

[6] *Wilson, E. L.:* A Static Analysis Program for Three Dimensional Solid Structues, Denver Mining Research Center, U.S. Departament of the Interior Bureau of Mines, 1971.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conf. STAS suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conf. borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două ex., din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

8. Autorul trebuie *să garanteze conținutul științific* al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conf. regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conf. STAS nr. 6158—60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, itlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pag. citată sau prima și ultima pag. a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

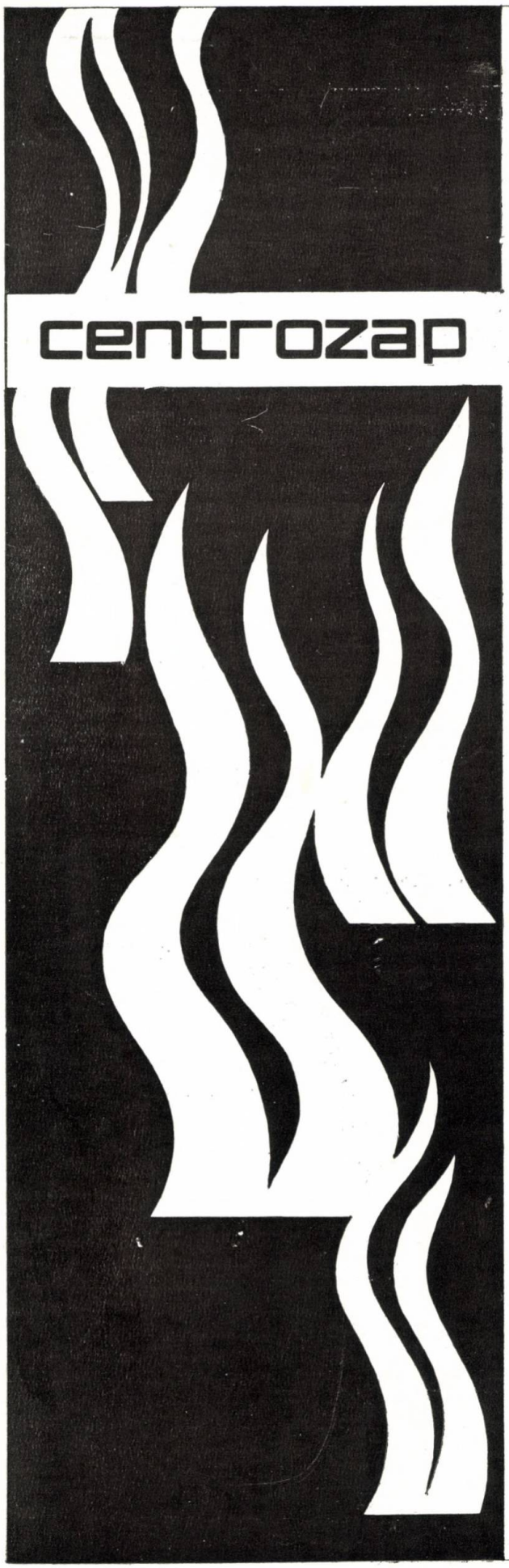
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PT. ND. CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini": Cal. Victoriei 133. S. 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Of. poștal 22, Căsuța poștală 2974.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.



ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

CENTROZAP

40—036 Katowice, Ligonia 7, Polonia
Căsuța poștală: 825 Telex 0312—416
Telefon: 513—401

Oferă pentru o gamă largă de:

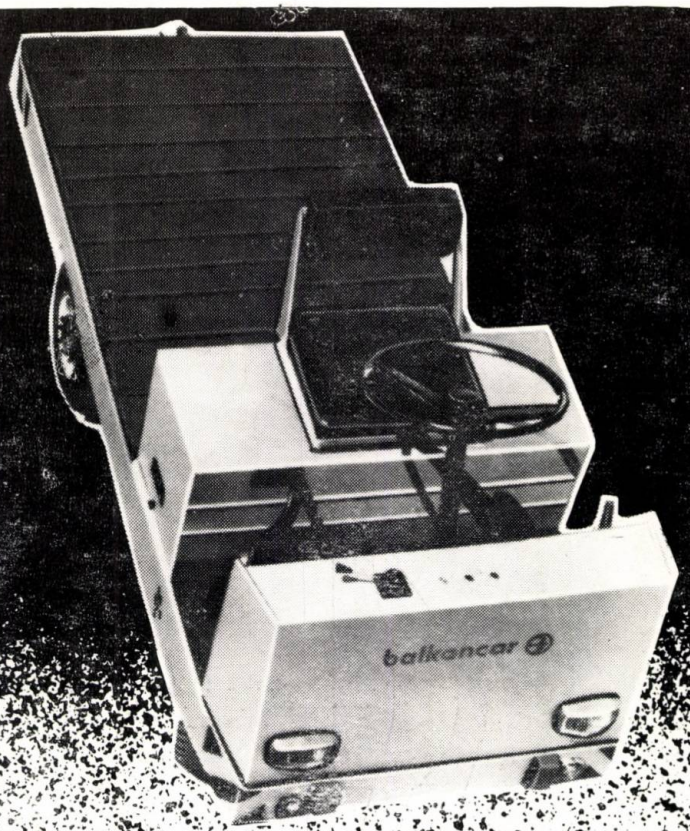
INSTALAȚII DE VENTILARE destinate pentru:
- uscare prin flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflare în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor combustibile în cuptoare industriale și cazane de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a atelierelor și a halelor industriale, a navelor, a sălilor de spectacol, a atelierelor meșteșugărești, a depozitelor.

INSTALAȚII DE CLIMATIZARE bazate în cea mai mare parte pe licențe franceze, din care:
- centrale de climatizare cu un randament între 40 000—160 000 m^3/h;
- aparate de suprasaturare nefixate la sol, cu un randament între 3 000—40 000 m^3/h — destinate cu precădere industriei textile;
- instalații de condiționare a aerului, de tipul „sub fereastră";
- instalații de condiționare a aerului pentru cabinele podurilor rulante;
- sisteme de climatizare automate pentru industria ușoară.

INSTALAȚII DE DESPRĂFUIRE, CU:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- filtre uscate sau umede;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția gazelor anorganice și purificarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate mai sus sînt furnizate cu planul și instalațiile complete pentru desprăfuirea sau purificarea gazelor sau aerului, destinate industriei siderurgice, turnătoriilor, industriei chimice, industriei prelucrătoare și industriei energetice. Efectuăm și analize ale gradului de poluare a atmosferei și a zonelor de protecție sanitară în întreprinderi industriale.

publicom

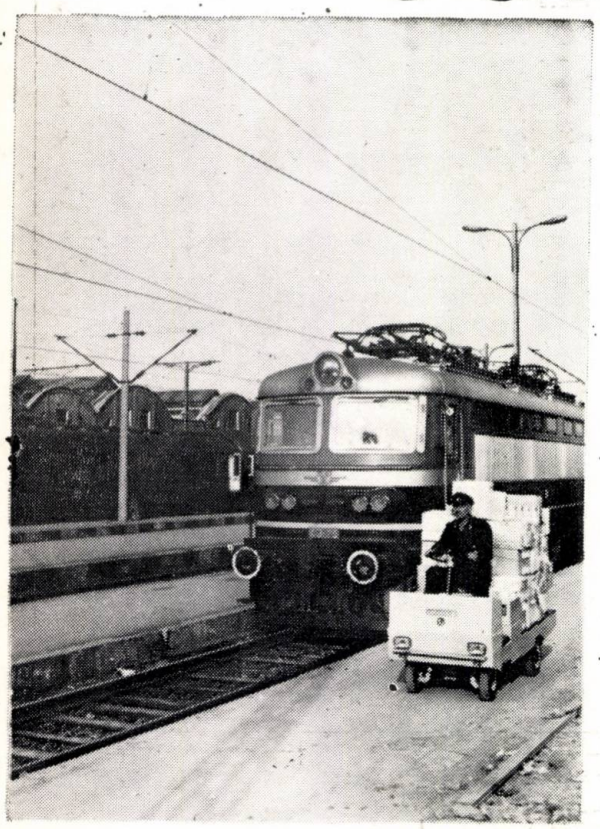


Manevrare uşoară şi siguranţă în exploatare, construcţie simplă şi funcţionare economică

iată unele din calităţile care definesc

electrocarele cu benă basculantă

balkancar



Asigură transportul încărcăturilor individuale sau paletizate, cu viteze reduse şi opriri frecvente în: transportul intern din uzine şi depozite, în gări, aeroporturi, servicii de expediţie, cît şi în spaţii care nu se integrează în sfera tradiţională.

● Capacitatea de încărcare: 1000; 2000 şi 3000 kg.

● Construcţie compactă, prevăzută cu motor puternic cu excitaţie în serie.

Platforme de încărcare joase, care permit transportul unui număr exact de palete standardizate. Variante cu platforme de încărcare scurte, destinate funcţionării în depozite cu etaj, prevăzute cu elevatoare. Viteze de lucru ridicate. Manipulare uşoară şi capacitate de manevrare perfectă. Posibilitatea montării unor baterii de tracţiune de tipul cu polii pozitivi de formă tubulară. Cheltuieli de exploatare reduse. Un scaun special destinat ajutorului de conducător, prevăzut pe electrocarele de 2 şi 3 t.

ELECTROCARE CU BENA BASCULANTĂ, tipizate, cu capacitatea de 2 t şi basculare hidraulică trilaterală a benei pentru descărcarea materialelor în vrac.

EXPORTATOR

balkancarimpex

1000 SOFIA, str. Alabin nr. 56
Telefon 88.21.22 Telex 023431/2
Telegrame: BALKANKARIMPEX Sofia

publicom

MAŞINA DE FREZAT UNIVERSALĂ FU 251

— construcţie modernă ;

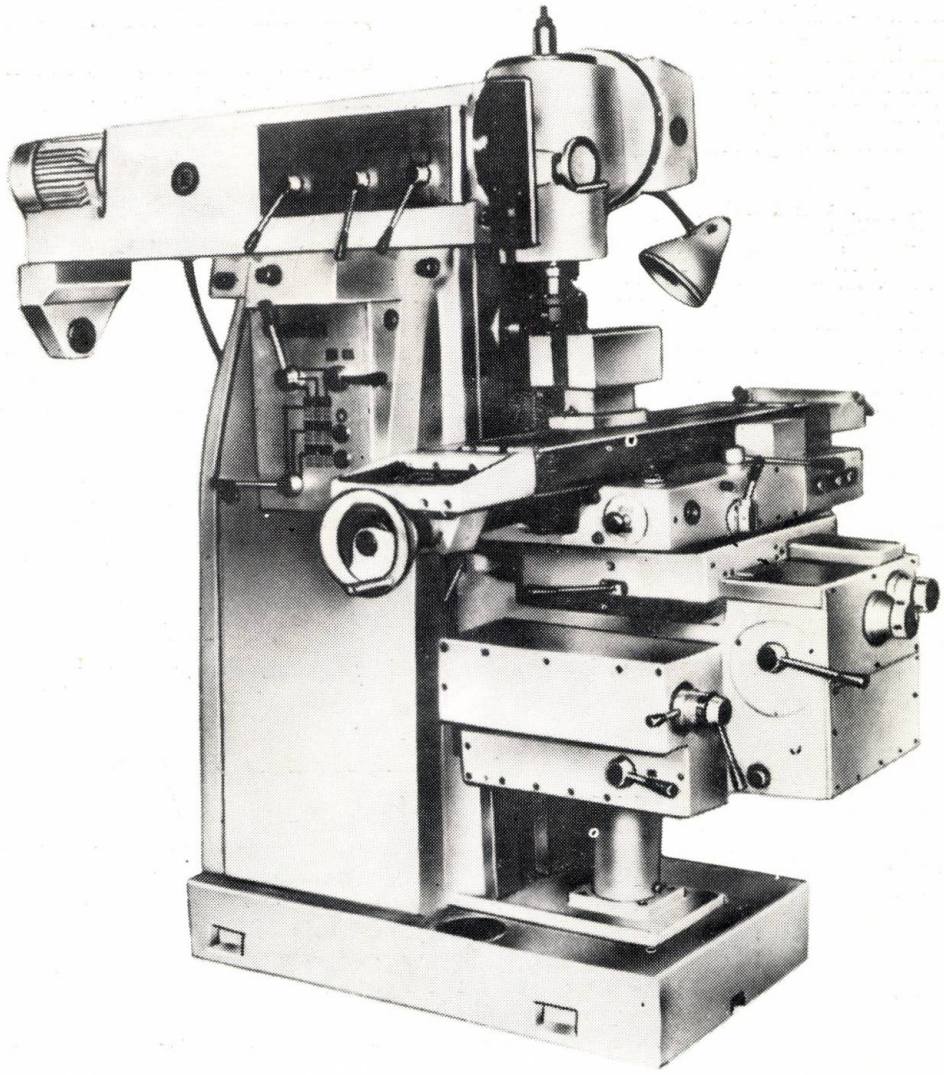
— stabilitate ridicată, cu asigurarea prelucrării precise în regim de sarcină ridicată ;

— rezistenţă la suprasarcină ;

— posibilitatea frezării în cicluri de lucru semiautomate, în linii de producţie sau în cicluri de lucru (oscilante) periodice ;

— construcţie semiautomată pentru frezarea unidirecţională ;

— uşurinţă maximă la montare şi prin ridicarea capetelor verticale de frezat.



Suprafaţa de lucru a mesei	250 x 1120 mm
Funcţionarea mesei	
— longitudinal, automat, manual	765/785 mm
— transversal, automat, manual	230/250 mm
— vertical, automat, manual	390/410 mm
Numărul poziţiilor de avans ale mesei	18
Dimensiunile de gabarit :	
— lungime x lăţime x înălţime	1500 x 1710 x 1630 mm

Exportator : VTO
Sofia, R. P. Bulgaria ul. Aksakova 5
tel. 88.53.21 telex 023—425
telegrame Machinoexport Sofia

MACHINOEXPORT

publicom

FOREIGN TRADE PUBLICITY AGENCY
PUBLICOM ROMANIA

PUBLICOM

BUCHAREST — ROMANIA • 22, Nicolae Bălcescu Blvd. • Telephone: 14 75 35 • Telex: CAMROM 11-374 • Cables: PUBLICOM-Bucharest

SPECIALIZED EXHIBITIONS IN 1979

INDUSTRIAL USE EQUIPMENT AND MATERIALS

1. *TEHNICA NUCLEARĂ* (Nuclear Technology) — 5—8.06.1979
2. *SCULE — SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE* (Tools — diamond tools — abrazives) — 6—9.11.1979
3. *AZBEST — PLUTĂ* (Asbestos — Cork) — 27—30.11.1979

MINES — OIL CHEMISTRY

4. *PESTICIDE* (Pesticides) — 18—21.09.1979
5. *UTILAJE MINIERE — SECURITATEA ÎN SUBTERAN* (Mining equipment — Mining security) — 25—28.09.1979

ELECTRONIC & ELECTRICAL ENGINEERING

6. *REPRO POLIGRAFIA/TEHNICA DE CALCUL* (Repro-Poligraphy/Computing technique) — 19—22.06.1979
7. *APARATURA ŞI MATERIALE ELECTRONICE ŞI ELECTROTEHNICE* (Electronic and electrical engineering equipment) — 13—16.11.1979

TRANSPORTS

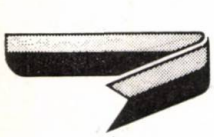
8. *AVIAŢIA* (Aircraft equipment) — 11—13.09.1979

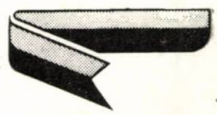
MEASURING AND CONTROL APPARATUS

9. *ÎNCERCĂRI FIZICO-MECANICE ŞI CONTROL NEDISTRUCTIV* (Physico-mechanical tests and nondestructive control) — 30.10—2.11.1979

OTHER EXHIBITIONS

10. *FOTO — KINO — OPTICA — APARATE MUZICALE — SPORT* (Equipment for photo, film, optics, musics, sport) — 20—23.11.1979
11. *MOBEXPO — DECORAŢIUNI INTERIOARE* (Furniture — Decorations) — 20—23.11.1979





EXPOZITIA EUROPEANA DE MASINI-UNELTE CU PARTICIPARE INTERNATIONALA

3.EMO MILANO

10/18·X·1979

Centrul de Expoziţii Comerciale, Milano

Completaţi şi transmiteţi la:
3.EMO c/o CEU - Centro Esposizioni UCIMU
Via Monte Rosa 21 - 20149 Milano - Italy

Veţi primi o **INVITATIE** la 3.EMO

NUMELE

PRENUMELE

FUNCTIA

INSTITUTIA

ADRESA

COD POSTAL ORAS TARA

PRODUCTIA

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans
— THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 147535

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

1979 SEP 27

„In calitatea proiectării echipamentului standard se poate recunoaşte adevăratul maestru in construcţia maşinilor – unelte specializate"– se spune la Studer

Maşinile-unelte cu utilizare specializată mono-operativă rezolva probleme de prelucrare particulare. Asemenea „rezolvari" reclamă adeseori aplicarea unor concepţii constructive noi, neobisnuite, originale, dar care ulterior pot fi incorporate cu succes in construcţia echipamentului standard al maşinilor-unelte de utilizare generală.

Dealungul anilor inginerii firmei Studer au echipat maşini de utilizare generală folosind numeroase astfel de „rezolvări speciale". Ele pot fi utilizate atit in cazuri in care rectificarea unor piese este necesară rar, odata la 5 – 10 ani, cît şi atunci cînd ritmul de producţie al acestui gen de piese este de cîteva secunde.

In acest fel noi am imbunătăţit continuu productivitatea, continuitatea şi precizia echipamentului standard al maşinilor noastre de utilizare genrală.

Clientii interesaţi în astfel de maşini standard de mare versatilitate realizează foarte curînd ceia ce avem de oferit. Deasemenea ei vor recunoaşte cu uşurinţă faptul ca o firmă ca a noastra este nu numai capabilă să ofere maşini-unelte standard dar totodată poseda competenţa tehnică în furnizarea echipamentului specializat adecvat cazurilor particulare.

STUDER

Creative,
Constructiv,
Productiv.

FRITZ STUDER LTD.

Glockenthal / CH-3601 Thun/Switzerland
Telephone 033 37 31 31 / Telex 32323

W-L

E 3279

66

R

C.REPER ALVA

11 II

Aspecte dinamice
ale maşinilor-unelte

Maşini-unelte
cu comandă numerică

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

7

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ IULIE ■ 1979

LUCRĂRILE PLENAREI CONSILIULUI NAȚIONAL PENTRU ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE

Oamenii de știință, cercetătorii, inginerii proiectanți, specialiștii din producție, cadrele didactice și studenții au primit cu deosebită satisfacție desemnarea, ca președinte al C.N.Ș.T., a tovarășei acad. dr. ing.

ELENA CEAUȘESCU,

personalitate marcantă a vieții politice și științifice naționale și internaționale, strălucit exemplu de om de știință devotat partidului și poporului.

În zilele de 7 și 8 iunie, s-au desfășurat, sub înalta conducere a tovarășei acad. dr. ing. Elena Ceaușescu, lucrările Plenarei C.N.Ș.T. După o trecere în revistă a succeselor obținute prin valorificarea în producție a rezultatelor cercetării științifice și dezvoltării tehnologice în perioada 1976—1980, exprimate prin sporuri de producție și beneficii, reducerea importurilor și creșterea exporturilor, precum și a aspectelor negative care au limitat aportul plenar al științei și tehnologiei la realizarea obiectivelor planificate, Plenara a stabilit liniile directoare pe baza cărora va fi elaborat Programul de cercetări științifice, dezvoltare tehnologică și introducere a progresului tehnic pînă în 1990 și orientările principale pînă în anul 2000.

„Trebuie să insistăm mai mult pentru o strînsă colaborare între cercetare, proiectare, învățămînt și producție, precum și pentru intensificarea cercetării interdisciplinare, spre a putea rezolva mai rapid unele probleme mai importante care cer o conlucrare largă între mai multe discipline".

(Din cuvîntarea tovarășei acad. dr. ing. Elena Ceaușescu rostită la încheierea lucrărilor Plenarei C.N.Ș.T.)

Direcţii de acţiune şi sarcini mobilizatoare

La 7 iunie, secretarul general al partidului, tovarăşul Nicolae Ceauşescu, s-a aflat în mijlocul colectivelor de oameni de ştiinţă, cercetători şi lucrători ai unor mari institute de cercetări din Capitală. Expoziţiile organizate cu acest prilej au evidenţiat concepţia integratoare şi mobilizatoare pe care tovarăşul Nicolae Ceauşescu a pus-o la temelia ştiinţei şi tehnologiei româneşti, ca forţă creatoare de avuţie naţională, de progres economic şi civilizaţie.

În faţa noastră stau obiective majore stabilite de conducerea partidului şi statului, personal de tovarăşul Nicolae Ceauşescu: reducerea cheltuielilor de fabricaţie, a consumurilor de materii prime şi materiale, combustibili şi energie, asimilarea unor maşini şi utilaje cu caracteristici superioare, elaborarea de tehnologii avansate, apte să sporească substanţial productivitatea muncii, gradul de mecanizare şi automatizare a producţiei şi să asigure creşterea permanentă a calităţii şi a eficienţei economice.

Secretarul general al partidului a dat o înaltă apreciere rezultatelor obţinute de constructorii de maşini din domeniul cercetării-proiectării, în cincinalul afirmării plenare a revoluţiei tehnico-ştiinţifice, relevînd totodată necesitatea unei mai intense mobilizări a capacităţii tehnico-ştiinţifice creatoare a tuturor oamenilor muncii pentru introducerea într-un ritm mai accelerat a progresului tehnic în toate sferele economiei şi vieţii sociale, pentru asigurarea într-o mai largă măsură a îmbinării permanente, armonioase a cercetării aplicative cu cea fundamentală.

La Expoziţia unităţilor de cercetare din domeniul construcţiilor de maşini, care a reunit sute de produse realizate în ultimii ani, ilustrînd eforturile creatoare ale celor care lucrează în acest important domeniu de activitate.

Coordonate noi pentru o remarcabilă tradiţie a industriei româneşti: aeronautica

Joi, 31 mai, tovarăşul Nicolae Ceauşescu a făcut o vizită de lucru în cîteva mari unităţi industriale din Capitală.

Cu acest prilej, secretarul general al partidului a fost oaspetele colectivului de muncitori şi specialişti din Intreprinderea de avioane, unitate reprezentativă a industriei construcţiilor de maşini, amplasată într-o zonă unde a început realizarea unei moderne platforme a aeronauticii româneşti.

Apreciind străduinţile depuse de întregul colectiv, tovarăşul Nicolae Ceauşescu a făcut o serie de recomandări privind amplasarea cît mai judicioasă a obiectivelor, asigurarea unei integrări efective a învăţămîntului cu cercetarea şi producţia şi necesitatea ca toţi studenţii şi elevii să-şi însuşească deprinderi practice şi, în primul rînd, pilotarea diferitelor tipuri de aeronave.

1979 SEP 6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 7, IULIE, 1979

CUPRINS

1. Aspecte dinamice ale mașinilor-unelte

MORARU, V.: **Vibrațiile torsionale ale angrenajelor, cauzate de erorile de dantarare.** 347

MINCIU, C.; TĂNASE, I.: **Îmbunătățirea preciziei dinamice a mașinilor de frezat roți dințate cu freză-melc.** 351

OPREAN, A., IONESCU, F., STRATULAT, T.: **Cercetări de dinamică a variatoarelor hidrostatice de turații pe modelul matematic liniarizat.** 354

AURITE, T.: **Aspecte privind fenomenele dinamice ale lanțului cinematic de detalonare.** 361

GHEGHEA, I., GHIONEA, A.: **Calculul dinamic al arborilor principali cu două și trei lagăre.** 365

ISPAS, C.: **Cercetări experimentale asupra vibrațiilor la mașinile de rectificat cilindric exterior.** 371

SANDU, C.: **Studiul comportării dinamice a lanțului cinematic de rulare al mașinii de frezat roți dințate cu freză-melc.** 375

2. Mașini-unelte cu comandă numerică

LUDIG, M., COVRIG, A.: **Stadiul actual al introducerii comenzilor b numerice la mașinile de rectificat.** 381

TOMA, VALENTINA, GROSFELD, M.: **Modulele tehnologice — metode de mare eficiență ale programării automate a mașinilor-unelte cu comandă numerică.** 385

BRÜNFELD, A., BLĂNARU, C., POPESCU, G.: **Un traductor de înaltă precizie pentru mașinile-unelte cu comandă numerică-interferometrul cu laser.** 391

GORNIC, C., BRÜNFELD, A.: **Limite și tendințe în aplicarea traductorilor de deplasare la mașinile-unelte cu comandă numerică.** 395

* * * **Ziua constructorilor de mașini.** 401

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: conf. dr. ing. Vasile Moraru

SUMARE

CZ : 621.834

Moraru, V.: **Vibraţiile torsionale ale angrenajelor cauzate de erorile de danturare.**

Lucrarea pune în evidenţă faptul că mişcarea vibratoare a unui angrenaj este cauzată atît de efectul cinematic cît şi de cel dinamic al erorilor de danturare. Rezolvînd sistemul ecuaţiilor de mişcare ale sistemului oscilant, se stabilesc relaţiile de calcul pentru amplitudinile mişcărilor vibratorii ale celor două roţi dinţate ce formează angrenajul.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 3 fig., 9 ref.

CZ : 621.914

Minciu, C., Tănase, I.: **Îmbunătăţirea preciziei dinamice a maşinilor de frezat roţi dinţate cu freză-melc.**

Pe baza unor studii teoretice şi experimentale privind caracteristicile dinamice ale lanţului cinematic de rulare şi ale lanţului cinematic principal ale maşinii de frezat roţi dinţate cu freză-melc, în lucrare se propune o soluţie de îmbunătăţire a preciziei dinamice pentru aceste lanţuri cinematice.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 3 fig., 9 ref.

CZ : 621-58

Oprean, A., Ionescu, F., Stratulat, F.: **Cercetări de dinamică a variatoarelor hidrostatice de turaţii efectuate pe un nou model matematic liniarizat.**

După liniarizare, se determină funcţiile de transfer între mărimile de intrare, de perturbaţie şi de ieşire; pentru o instalaţie fizică dată se prezintă expresiile cantitative ale acestora. Pe baza ace tor date, se trasează caracteristicile logaritmice de frecvenţă si răspunsul în timp pentru o mărime de intrare, treaptă.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 6 fig., 20 ref.

CZ : 621.9.016 : 621.941

Aurite, T.: **Aspecte privind fenomenele dinamice ale lanţului cinematic de detalonare.**

Detalonarea — procedeul de prelucrare a suprafeţei de aşezare a sculelor profilate de rotaţie — are un caracter dinamic pronunţat. Lucrarea pune în evidenţă cîteva dintre fenomenele care influenţează precizia dinamică a lanţului cinematic de detalonare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 6 fig., 20 ref.

CZ : 621.824

Gheghea, I., Ghionea, A.: **Calculul dinamic al arborilor principali cu două şi trei lagăre.**

În lucrare se prezintă relaţiile şi organigrama pentru calculul dinamic al arborelui principal cu două sau trei lagăre. În acest scop se utilizează metoda matricei de transfer. Se prezintă grafice de variaţie a elasticităţii în funcţie de poziţia forţei de antrenare şi a lagărului intermediar.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 7 fig., 8 ref.

CZ : 621.923.4

Ispas, C.: **Cercetări experimentale asupra vibraţiilor la maşinile de rectificat cilindric exterior.**

Pe baza analizei de frecvenţă a excitaţiilor, în lucrare se trage concluzia că imediat după îndreptarea pietrei de rectificat regimul dinamic este dominat de vibraţiile forţate. S-au stabilit, de asemenea, cei mai puternici factori excitatori ai acestor maşini-unelte.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 7 fig., 3 ref.

CZ : 621.914

Sandu, C.: **Studiul comportării dinamice a lanţului cinematic de rulare al maşinii de frezat cu freză-melc.**

Lucrarea prezintă rezultatele experimentale ale comportării dinamice a lanţului cinematic de rulare. Experienţele se execută prin excitarea lanţului cinematic de rulare în timpul prelucrării unei roţi dinţate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 14 fig., 3 ref.

CZ : 621.923.4

Ludig, M., Covrig, A.: **Stadiul actual al introducerii comenzilor numerice la maşina de rectificat exterior.**

Prelucrarea cu productivitate ridicată a arborilor cu un număr mare de diametre, necesită automatizarea operaţiilor de rectificare prin introducerea comenzii numerice. În articol se analizează funcţiile şi grupele constructive specifice maşinilor de rectificat exterior cu comandă numerică.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 6 fig., 4 ref.

CZ : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Modulele tehnologice, metode de mare eficienţă ale programării automate a maşinilor-unelte cu comandă numerică.**

Se analizează în mod comparativ, modulele tehnologice de găurire, frezare, strunjire şi filetare ale procesorilor utilizaţi la noi în ţară, pentru programarea automată a maşinilor unelte cu comandă numerică. Sînt analizaţi următorii procesori APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 şi COMPACT II.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 8 fig., 8 ref.

CZ : 621.314.1

Brunfeld, A., Blănaru, C., Popescu, G.: **Un traductor de înaltă precizie pentru maşinile-unelte cu comandă numerică — interferometrul cu laser.**

Lucrarea analizează, pe scurt, una din posibilităţile de rezolvare a cerinţelor actuale privind traductorii de înaltă precizie pentru maşinile unelte: aplicarea interferometrelor cu laser. După o descriere sumară a principiului de funcţionare a traductorului interferometric, sînt analizate avantajele şi dezavantajele utilizării acestuia, precum şi problemele specifice aplicării directe pe maşinile-unelte.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 1 fig., 22 ref.

CZ : 621.314.1

Gornic, C., Brunfeld, A.: **Limite şi tendinţe în aplicarea traductorilor de deplasare la maşinile-unelte cu comandă numerică.**

Lucrarea prezintă o analiză comparativă a posibilităţilor şi limitelor principalelor tipuri de traductori de deplasare, utilizaţi la maşinile-unelte cu comandă numerică. Concluziile pot servi drept criteriu de alegere a unui anumit tip de traductor, în funcţie de condiţiile concrete de aplicare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 7 fig., 1 tab., 26 ref.

CONTENTS

DC : 621.834

Moraru, V.: **Torsional vibrations of gearings determined by teeth cutting errors.**

This work points out the effects of cinematical and dynamical errors of teeth cutting on the torsional vibrations of a gearing. Solving the motion system equations of the oscillatory system, the calculation relationship of the vibratory movements amplitudes are determined for two gear wheel forming the gearing.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 3 fig., 9 ref.

DC : 621.914

Minciu, C., Tănase, I.: **Some proposals of dynamical precision concerning milling machines with hob-type milling cutter.**

Based on theoretical and experimental studies regarding the dynamic characteristics of rolling and main cinematic chains of a gear milling machine with gear cutting mill, the present work proposes a solution to improve the dynamical precision of these types of cinematic chains.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 4 fig., 5 ref.

DC : 621-58

Oprean, A., Ionescu, F., Stratulat, F.: **Study of dynamics of hydraulic drive on a new linearised mathematical model.**

The present work deals with the dynamics of a hydraulic drive using a new mathematical model, proposed by the authors. After a linearisation the authors state three transfer functions between inputs, perturbances and outputs; the quantitative expressions of the above functions are presented for a physical installation built in this purpose by the authors. Using these data the logarithmic response characterics are presented, as well as the response of a step input. In the final part of the work the most important theoretical and practical conclusions are presented.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 20 ref.

DC : 621.9.016 : 621.941

Aurite, T.: **Aspects concerning the dynamic phenomena of the relief processing cinematic chain.**

The relief processing — the processing of the locating surface of turning tools — has a well-marked dynamic character. This study points out some of the phenomena, which affects the dynamic accuracy of the relief processing cinematic chain.

Cnstrucţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 4 fig., 5 ref.

DC : 621.824

Gheghea, I., Ghionea, A.: **Dynamical calculus of the spindles mounted in two and three bearings.**

The work presents the relationships and flowchart for the dynamical calculus of the spindle mounted in two and three bearings, u ing in that and the transfer matrix method. There are presented the variation curves of the spindle flexibility as a function of the driving force for diferent positions and of the intermediare bearing.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 8 ref.

DC : 621.923.4

Ispas, C.: **Experimental research on the vibration of external grinding machines.**

Based on the frequency analyses of the grinding machine vibrations, a conclusion is drawn in the paper ascertaining that, immediately after redressing the grinding wheel, the dynamic regime is dominated by forced vibrations. The most important excitations acting on these machine-tools are also established.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 3 ref.

DC : 621.914

Sandu, C.: **Dynamical study of the rolling cinematical chain of the hobbing machine.**

The work brings out the experimental results concerning the dynamical behaviour of the roling cinematical chain. The experiment is carried out by exciting the rolling chain during the cutting of the gear.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 14 fig., 3 ref.

DC : 621.923.4

Ludig, M., Covrig, A.: **Present stage of numerical control implementation on external grinders.**

Increased productivity machining of shafts with a large number of diameters requires automation of grinding operation by means of numerical control introduction. This paper analyses the functions and the components specific to NC external grinders.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 4 ref.

DC : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Tehnological modules — high efficiency methods for automatic programming of NC machine - tools.**

The paper analyses by way of comparison the drilling, milling, turning and threading technological modules of the processors used in our country for the automatic programming of NC machine-tools. The following processors are being analysed in this paper; APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 and COMPACT II.

Construcţia de maşini, 31 (1979) no. 7, 8 fig., 8 ref.

DC : 621.314.1

Brunfeld, A., Blănaru, C., Popescu, G.: **A high precision transducer for NC machine-tools — the laser interferometer.**

The paper presents a briefly analysis of one of the ways to solve the topic requirements imposed by the high precision transducers for NC machine-tools: the laser interferometer. After a concise description of the operating principle concerning interferometric transducer there are shown its advantages and disadvantages as well as some particular problems related to its direct application on machine-tools. The final part of the paper presents the conclusions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 1 fig., 22 ref.

DC : 621.314.1

Gornic, C., Brunfeld, A.: **Limits and trends in application of displacement transducers with numerically controlled machine-tools.**

The paper gives a comparative analysis of the possibilities and limits of the main types of displacement transducers used for NC machine-tools. The conclusions to this paper may serve as a selecting criterion for a certain type of transducer depending on the actual application conditions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 1 tab., 26 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.834

Moraru, V.: **Vibrations de torsion des engrénages causées pas les erreures d'exécution.**

Le travail démontre que le mouvement vibratoire d'un engrénage est causé par les effets cinématiques et dynamiques des erreurs d'éxecution. On a établi des relations de calcul des amplitudes des mouvements vibratoires des deux roues dentées qui forment l'engrénage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 3 fig., 9 ref.

CD : 621.914

Minciu, C., Tănase, I.: **Amélioration de la précision dynamique des machines à danturer avec la frèse-mère.**

Ayant comme base des études théoriques et expérimentales des caractéristiques dynamiques des chaînes cinématiques de roulage et principal d'une machine à denturer avec la fraise-mère, le travail propose une solution d'amélioration de la précision dynamique des chaînes étudiées.

Construcţia de maşni, 31 (1979), no. 7, 4 fig., 5 ref.

CD : 621.58

Oprean, A., Ionescu, F., Stratulat, F.: **Recherches de dynamique des transmissions hydrostatiques effectuées sur un nouveau modèle mathématique linéaire.**

Après la linéari ation sont déterminées trois fonctions de transfert entre les entrées, la perturbation et la sortie ; pour une installation physique réalisée sont presentées les expressions cantitatives des fonctions des transferts. Sur cette base sont trassées les caractéristiques logaritmiques de fréquence et les réponses a la longue pour une grandeur d'entrée échelon.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 20 ref.

CD : 621.9.016 : 621.941

Aurite T.: **Aspects du phénomenes dynamiques de chaîne cinematique de détalonnage.**

Le détalonnage — le procédé d'usinage du face en dépouille — a une caractère spécifique dynamique. L'ouvrage présente quelques phénomènes qu'influencent la précision dynamique de chaîne cinématique de détalonnage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 4 fig., 5 ref.

CD : 621 : 824

Gheghea, I., Ghionea, A.: **Le calcul dynamique des broches avec deux ou trois paliers.**

On présente les relations et l'organigrame pour le calcul dynamique de la broche avec deux ou trois paliers, en utilisant la méthode de la matrice de transfert. On présente des grafiques de variation de l'élasticité, fonction de la position de la force d'entrénement et de la position du palier intermédiaire.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 8 ref.

CD : 621.923.4

Ispas, C.: **Recherches expérimentales sur les vibrations des machines à rectifier cylindriquement extérieurement.**

Par l'analyse de fréquence des excitations des rectifieuses on démontre qu'après le dressage de l'outil, le règime dynamique est dominé par les vibrations forcées. On a établi aussi les plus forts excitateurs de ces machines-outils.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 3 ref.

CD : 621.914

Sandu, C.: **Étude du comportement dynamique de la chaîne cinématique de génération des machines à denturer par fraise-mère.**

Le travail présente les résultats expérimentaux du comportement dynamique de la chaîne cinématique du génération. Les expériences sont faites par excitation de la chaîne cinématique du génération pendant l'usinage.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 14 fig., 3 ref.

CD : 621.923.4

Ludig, M., Covrig, A.: **Le stade actuel de l'introduction des commandes numeriques a la machine a rectifier exterieurement.**

L'usinage à haute productivité des arbres à un grand nombre de diamètres nécessite l'automatisation de l'opération de rectification par l'introduction de la commande numérique. Dans l'article, on analyse les fonctions et les ensembles constructifs spécifiques des machines à rectifier extérieurement à commande numérique.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 4 ref.

CD : 621.9

Toma Valentina, Grosfeld, M.: **Les modules technologiques — methodes de grande efficience de la programmation automatique des machines-outils à commande numérique.**

On analyse par comparaison les modules technologiques pour perçage, fraisage, tournage et filetage des processeurs utilisés dans notre pays, pour la programation automatique des machines-outils à commande numérique. On présente les suivants processeurs : APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 et COMPACT II.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 8 fig., 8 ref.

CD : 621.314.1

Brunfeld, A., Blănaru, C., Popescu, G.: **Traducteurs de haute précision pour les machines-outils à commande numérique — l'interferomètre á laser.**

L'ouvrage analyse brièvement une des possibilités de solutionner les exigences actuelles en ce qui concerne les traducteurs de haute précision pour les machines-outils : l'application des interferomètres à laser. Après une courte description du principe de fonctionnemet du traducteur interferomètrique, sont analysés les avantages et les désavantages de son utilisation, ainsi que les problèmes spécifiques à son application directe sur les machines-outils.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 1 fig., 22 ref.

CD : 621.314.1

Gornic, C., Brunfeld, A.: **Limites et tendances dans l'application des traducteurs de deplacements aux machines-outils a commande numerique.**

L'ouvrage présente une analyse comparative des possibilités et des limites des principaux types de traducteurs de déplacement utilisés aux machine-outils à commande numérique. Les conclusions peuvent servir comme critère à choisir un certain type de traducteur en fonction des conditions concrètes d'aplication.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 7 fig., 1 tab., 26 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.834

Moraru, V.: **Die vom Verzahnungsfehler bedingten Torsionschwingungen.**

Der Beitrag, stellt die Tatsache aus, dass die Schwingungsbewegung einer Getriebe, vom kynematischen als auch vom dynamischen Wirkungen der Verzahnungsfehler, gleichgültig bestimmt ist. Durch die Lösung der Bewegungsgleichungen des schwingenden Systems werden die Gleichungen für das Schwingungsbewegungen weite, der in einer Getriebe zusamengestellten zwei Zahnräder, bestimmt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 3 Bild, 9 Lit.

DK : 621.914

Minciu, C., Tănase, I.: **Verbesserung der dynamischen Genauigkeit der dynamischen Genauigkeit der Wälzfräserwerkzeugmaschinen.**

Auf grund einiger teoretische und experimentellen Untersuchungen hinsichtlich der dynamischen Charakteristiken der kynematischen Wälz — und Hauptkette der Wälzfräserwerkzeugmaschinen, schlägt man eine Lösung für die Verbesserung der dynamischen Genauigkeit dieser kynematische Ketten vor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 4 Bild., 5 Lit.

DK : 621-58

Oprean, A., Ionescu, F., Stratulat, F.: **Untersuchung der Dynamik der hydrostatischen Getrieben auf ein neues linearisiertes mathematisches Modell.**

Der Vortrag behandelt die Dynamik der hydrostatischen Getrieben auf grund eines, vom Autoren vorgeschlagenen, verbeserten mathematischen Modells. Nach linearisieren sind die Ubertragungsfunktionen zwischen den Eingangs —, Störungs — und Ausgangsgrössen entwickelt; die Quantitativausdrücke für eine physische Installation werden vorgestellt. Auf Grund dieser Daten sind die logaritmischen Schwingungskurven und die Antworten im Zeit für eine Treppeneintrittsgrösse dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 6 Bild., 20 Lit.

DK : 621.9.016 : 621.941

Aurite, T.: **Berücksichtigung der dynamischen Erscheinungen der kynematischen Hinnterbearbeitungsketten.**

Die Hinterdrehung — das Verfahren der sitzfläche des Drehungswerkzeugs — hat spezifischen dynamischen Charakter. Der Aufsatz stellt einige Phänomene, die dynamische Präzision der kynematischen Hinterbearbeitungsketten beeinflussen, dar.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 4 Bild., 5 Lit.

DK : 621.824

Gheghea, I., Ghionea, A.: **Dynamische Berechnung des Arbeitsspindels mit zwei und drei Lagern.**

In der Arbeit stellt man die Verhältnisse und das Organigramm der dynamische Berechnung des Arbeitsspindels mit zwei oder drei Lagern vor. Zu diesem Zweck verwendet man die Methode der Ubergangsmatrix. Man stellt das Diagramm der Elastizitätsveränderung vor, auf Grund der Lage der Antriebskraft und des Zwischenlagers.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 7 Bild., 8 Lit.

DK : 621.923.4

Ispas, C.: **Experimentelle Untersuchungen über Schwingungen an Aussen-Rundschleifmaschinen.**

Auf Grund der Frequenzanalyse der Erregungen im Arbeitsvorgang, kann man Schlussfolgern dass, gleich nach Abrichten der Schleifscheibe das dynamische Regime vom erzwungenem Vibrationen beherrscht ist. Es wurden, ebenfalls die stärksten Erregungsfaktoren dieser Werkzeugmaschinen, festgestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 7 Bild., 3 Lit.

DK : 621.914

Sandu, C.: **Dynamisches Verhalten der wälzkynematischen Kette der Schneckenfräsverzahnmaschinen.**

Der Beitrag stellt die Versuchsproben des dynamischen Verhaltens der wälzkynematischen Kette. Die Versuchsproben werden durch Erregung der wälzkynematische Kette, während der Bearbeitung eines Zahnrades, durchgeführt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 14 Bild., 3 Lit.

DK : 621.923.4

Ludig, M., Covrig, A.: **Gegenwartiger Stand der Einfuhrung der numerischen Steuerungen bei der Aussenschleifmaschine.**

Die leistungsfähige Bearbeitung der Wellen mit einer grossen Durchmesseranzahl benötigt die Automatisierung des Schleifarbeitsganges durch Einführung der numerischen Steuerung. Im Artikel werden die Funktionen und die den Aussenschleifmaschinen mit numerischer Steuerung spezifischen Baugruppen analysiert.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Technologische Module, leistungsfähige Methoden der automatischen Programmierung der NC — gesteuerten Werkzeugmaschinen.**

Die technologi chen Bohr—, Fräs—, Dreh— und Gewindeschneid-module der in unserem Land verwendeten Prozessoren für die automatische Programmierung der NC-gesteuerten Werkzeugmaschinen werden analysiert. Folgende Prozessoren werden analysiert: APT-RCV, AD-AP/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 und COMPACT II.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 8 Bild., 8 Lit.

DK : 621.314.1

Brunfeld. A., Blănaru, C., Popescu, G.: **Geber mit Hochgenauigkeit für NC — Werkzeugmaschinen — Interferometer mit Laser.**

Die vorliegende Arbeit analysiert kurz gefasst die Lösungsmöglichkeiten der gegenwärtigen Anforcerungen betreffs des Gebers mit Hochgenauigkeit für Werkzeugmaschinen, und zwar die Anwendung der Interferometer mit Laser. Nach einer Kurzbeschreibung des Funktionsprinzips des interferometrischen Gebers, sind die Vor — und Nachteile derer Anwendung, als auch din spezifischen Probleme der direkten Anwendung dieser Geber auf den Werkzeugmaschinen, analysiert. Der Schlussteil der Arbeit ist für Schlussfolgerungen bestimmt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 1 Bild., 22 Lit.

DK : 621.314.1

Gornic, C., Brunfeld, A.: **Grenzen und Tendenzen in der Anwendung der Weggeber bei den NC — Werkzeugmaschinen.**

Die vorliegende Arbeit stellt eine Vergleichsanalyse der Möglichkeiten und der Grenzen der wichtigsten Typen von Weggebern, die bei den NC — Werkzeugmaschinen angewendet sind, dar. Die Schlussfolgerungen können als Auswahlkriterien eines bestimmten Types von Weggeber in Anhängigkeit der konkreten Anwendungsbedingungen betrachtet werden.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 7 Bild., 1 Taf., 26 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.834

Морару, В. : **Крутильные колебания зубчатых передач возбуждённые погрешностями изготовления.**

Колебательнсе движение зубчатых передач обусловливается кинематическому эффекту также и динамическому эффекту погрешностей изготовления. Решая систему уравнений движения установлено расчётные отношения амплитуд колебательного движения зубчатых колёс.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 3 рис., 9 лит.

ДК : 621.914

Минчу, К., Тэнасе, И. : **Повышение динамической точности зубофрезерных станков с фрезой-червяк.**

На основе теоретических и опытных исследованиях относительно к динамическим характеристикам кинематической цепи качения и главной кинематической цепи зубофрезерных станков с фрезой-червяк, были указаны меры для повышения динамической точности для этих кинематических цепей.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 4 рис., 5 лит.

ДК : 621-58

Опреан, А., Ионеску, Ф., Стратулат, Ф. : **Исследования динамики гидростатического привода вращения по математической линиаризованной модели.**

Предлагается улучшенную математическую модель по динамике гидрастатического привода вращения. Приведены также необходимые линиаризации и передаточные функции между сигналами входа, возмущением и выходом ; для одной данной физической установки приведены количественные данные. На основе этих данных, описываются логарифмические частотные характеристики для ступенчатой входной величины.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 6 рис., 20 лит.

ДК : 621.9.016 : 621.941

Аурите, Т. : **Вопросы о динамических явлениях кинематической цепи затылования.**

Затылование — процесе обработки поверхности для кладки профильных инструментов вращения — имеет специфический, динамический характер. Подчёркиваются некоторые явления, влияющие динамическую точность кинематических цепей затылования.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 4 рис., 5 лит.

ДК : 621.824

Гегеа, И., Гионеа, А : **Динамический расчёт приводных главных валов с двумя и тремя подшипниками.**

Представляются формулы и органиграма для динамического расчёта приводных главных валов с двумя и тремя подшипниками. Применяется для расчёта метод матрицы трансферта. Представляются графики перемены эластичности в соответствии с положением силы увлечения и промежуточного подшипника.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 7 рис., 8 лит.

ДК : 621.823.4

Испас, К. : **Экспериментальные исследования над колебаниями внешне круглошлифовальных станков.**

На основе анализа частоты колебании, заключается что немедленно после правки шлифовального круга, динамический режим преобладают вынужденние колебания. Были уточнены также главные возмущающие факторы этих станков.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 7 рис., 3 лит.

ДК : 621.914

Санду, К. : **Исследование динамического явления кинематической цепи качения фрезерного станка с фрезой-червяк.**

Излагаются опытные результаты динамических явлений кинематичной цепи качения. Эксперименты выполняются через возбуждения кинематичной цепи качения во время переработки зубчатого колеса.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 14 рис., 3 лит.

ДК : 621.923.4

Лудиг, М., Ковриг, А. : **Действительное положение по внедрению числового управления на внешнешлифовальных станках.**

Высокопроизводительная обработка валов с большим числом диаметров нуждается в автоматизации шлифовальных операций путём введения числового управления. В статье рассматриваются функции и конструктивные группы, характерные внешнешлифовальным станкам с числовым управлением.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7. 6 рис. 4 лит.

ДК : 621.9

Тома, Валентина, Гросфелд, М. : **Технологические модули, эффективные методы автоматического программирования станков с ЧПУ.**

Рассматриваются сравнительно технологические сверлильные, фрезерные, токарные и резьбонарезные модули процессоров, применяемых в С. Р. Румынии для машинного прогламмирования станков с ЧПУ. Рассматриваются следующие процессоры : APT—RCV, AD—APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 и COMPACT II.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 8 рис., 8 лит.

ДК : 621. 314.1

Брунфелд, А., Блэнару, К., Попеску, Дж. : **Датчик высокой точности для станков с ЧПУ — Лазерный интерферомер.**

Кратко проанализируется возможность решения настоящих требований относительно датчиков высокой точности к станкам, а именно применение лазерных интерферометров. После сокращённого описания принципа работы интерферометрического датчика, проанализированы преимущества и недастатки его применения, а также вопросы, специфические непосредственного применения на станках. Конечная часть работы предназначения для заключений.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 1 рис., 22 лит.

ДК : 621.314.1

Брумфелд, А., Горник, К. : **Ограничения и тенденции применения датчиков хода на станках с ЧПУ.**

В работе представлен сравнительный анализ возможностей и ограничений главных типов датчиков пути, применяемых на станках с ЧПУ. Выводы могут служить критерием выбора определенного типа датчика в зависимости от конкретных условий использования.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 7 рис., 1 таб., 26 лит.

CZ : 621.834

Vibrațiile torsionale ale angrenajelor cauzate de erorile de danturare

Conf. dr. ing. Vasile **MORARU** — Institutul Politehnic București

Generalități

La funcționarea în gol a unui angrenaj ale cărui roți sînt executate cu erori, peste mișcarea de rotație uniformă a axului condus se suprapun, în principal, două mișcări suplimentare vibratorii avînd aceeași cauză și anume erorile de danturare și de montaj ale roților dințate.

Una din mișcările suplimentare vibratorii, de aplitudine $\Delta\omega_{2C}$ (fig. 1.), ia naștere ca urmare a efectului cinematic al erorilor danturilor celor două roți, iar cea de-a doua, de amplitudine $\Delta\omega_{2D}$, este provocată de efectul dinamic al acelorași erori. Aceste două mișcări suplimentare vibratorii, acționînd simultan, determină mișcarea suplimentară vibratorie rezultantă a roții conduse, a cărei amplitudine, în unități de lungime, se poate determina prin însumare pătratică [5] :

$$\Delta X = \frac{1}{2}\sqrt{E_{cp}^2 + \left(\frac{b_r}{\cos\alpha}\right)^2 + (b_{ax}\,\mathrm{tg}\,\beta)^2 + 4\varnothing^2} \qquad (1)$$

în care :

- E_{cp} este eroarea cumulată de pas a roții dințate cu erori ;
- b_r — bătaia radială a roții dințate cu erori ;
- b_{ax} — bătaia axială a roții dințate cu erori ;
- α — unghiul de angrenare ;
- β — unghiul de înclinare al elicei dintelui ;
- $\varnothing$ — amplitudinea mișcării suplimentare vibratorii provocată de efectul dinamic al erorilor de danturare.

Așadar, se poate spune că primii trei termeni de sub radical țin seamă de efectul cinematic al erorilor de danturare asupra mișcării axului condus al angrenajului, iar ultimul termen, adică $\varnothing$, ține seamă de efectul dinamic al acelorași erori. În lucrarea de față se determină amplitudinea $\varnothing$.

Cunoașterea amplitudinii mișcării suplimentare vibratorii este necesară pentru aprecierea preciziei cinematice a lanțurilor cinematice generatoare închise. Erorile de execuție și de montaj ale angrenajelor componente ale unui lanț cinematic generator închis determină la elementele finale ale acestuia mișcări suplimentare vibratorii, modificînd astfel raportul dintre mărimea de intrare și mărimea de ieșire (în și din lanț) și, ca urmare, condiția cinematică impusă de generarea suprafeței nu este respectată.

Cauzele vibrațiilor torsionale din angrenaje

Cercetări mai recente [3], [8] consideră mecanismul cu roți dințate (angrenajul) cu un sistem oscilant, excitat de diferite surse perturbatoare care se pot împărți în surse externe și interne.

Sursele externe sînt determinate de oscilațiile momentului motor al motorului de antrenare și de variația caracteristicii de încărcare. În cazul angrenajelor din lanțurile cinematice generatoare închise caracteristica de încărcare variază datorită procesului de așchiere.

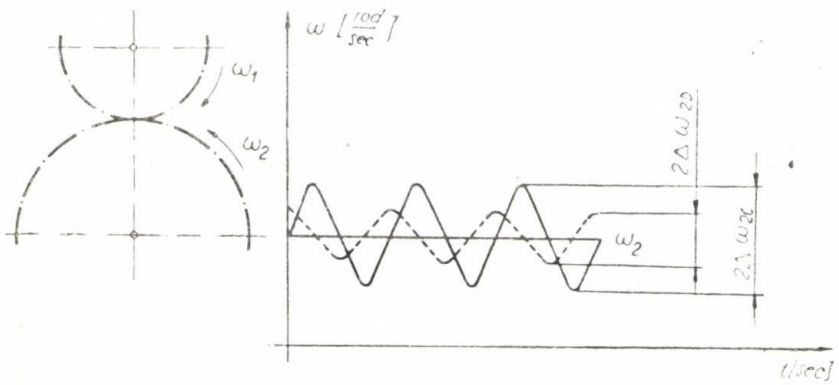


Fig. 1 Mișcările vibratorii ce iau naștere ca urmare a efectelor cinematic și dinamic ale erorilor de danturare.

Sursele interne care dau naştere vibraţiilor torsionale în angrenaje se datoresc atît erorilor danturilor roţilor dinţate, cît şi faptului că pe lungimea segmentului de angrenare, angrenarea este iniţial bipară apoi unipară, terminîndu-se sub formă bipară, ceea ce duce la o variaţie a sarcinii pe dinte pe durata unei perioade de angrenare a unei perechi de dinţi şi, ca urmare, la modificarea rigidităţii angrenării.

Întrucît variaţia rigidităţii angrenării este de fapt o variaţie a sarcinii pe dinte, ea constituie o sursă de excitaţie a sistemului oscilant.

În studiul de faţă interesează acele vibraţii ale căror frecvenţe sînt mici în raport cu frecvenţa de producere a procesului de aşchiere, fapt pentru care vibraţiile cauzate de variaţia rigidităţii angrenării, de eroarea de pas locală şi de eroarea de profil vor fi neglijate.

Dintre toate vibraţiile ce au ca sursă de excitaţie erorile de danturare ale roţilor dinţate, pentru precizia cinematică a lanţurilor cinematice generatoare închise prezintă importanţă doar cele cauzate de eroarea cumulată de pas, de bătaia radială şi de bătaia axială ca avînd frecvenţa cea mai mică, egală cu frecvenţa de rotaţie a roţii dinţate de la care provin.

Erorile roţilor dinţate (eroarea de pas, eroarea de profil, bătaia radială şi axială a cercului de rulare) deranjează periodic angrenarea corectă a roţilor angrenajului, care se manifestă prin intrarea cu şoc în angrenare a fiecărei următoare perechi de dinţi. Impulsul de şoc produce, pe de o parte, o accelerare a mişcării de rotaţie, iar pe de alta, o torsionare a arborelui. Natural că mărimea deformaţiei torsionale a arborelui depinde de rigiditatea la torsiune a porţiunilor solicitate şi de mărimea maselor legate de aceste porţiuni. Datorită forţelor elastice din arbori, aceştia se detorsionează, iar roţile angrenajului revin în poziţie normală. La apariţia unui nou şoc fenomenele se petrec identic [4].

Determinarea momentului perturbator

Angrenarea a două roţi dinţate cu erori dă naştere la sarcini de şoc, care se produc cu o viteză egală cu diferenţa vitezelor periferice ale roţilor angrenajului.

Notînd cu J_1 şi J_2 momentele de inerţie ale maselor roţilor dinţate, conducătoare şi respectiv condusă, şi considerînd arborii fără masă avînd doar rigiditate, se poate determina cu suficientă exactitate momentul de şoc.

Deoarece interesează viteza unghiulară suplimentară provocată de eroarea de danturare (eroarea cumulată de pas şi de bătaia radială sau axială), suprapusă peste cea uniformă, se poate considera că viteza iniţială a roţii conduse este nulă, iar a celei conducătoare (care posedă erori) este egală cu viteza de şoc.

In timpul şocului între dinţi se produce şi o deformare elastică [4], astfel că elasticitatea şocului este caracterizată de un coeficient de restabilire k.

Dacă se consideră că rigiditatea contactului dinţilor este cu mult mai mare decît rigiditatea arborelui, corespunzător legii conservării cantităţii de mişcare se determină viteza unghiulară suplimentară a roţii conduse $\Delta\omega_2$, în primul moment al şocului cînd sarcina este maximă :

$$\Delta\omega_2 = \omega_{soc}\frac{(1+k)J}{J_1+J_2} \qquad (2)$$

Urmare a şocului produs deformaţia torsională a arborelui condus va fi :

$$\psi = \frac{\Delta\omega_2}{\beta}\sin\beta t, \qquad (3)$$

în care :

ß este frecvenţa vibraţiilor torsionale $\left(\beta = \frac{2\pi}{T} = \sqrt{\frac{C_{a2}}{J_2}}\right)$;

C_{a2} — rigiditatea la torsiune a arborelui roţii conduse ;

T — perioada vibraţiei.

Expresia momentului de şoc va fi :

$$M_{soc} = \psi C_{a2} = \frac{\omega_{soc}}{\beta}\cdot\frac{(1+k)J_1C_{a2}}{J_1+J_2}\sin\beta t \qquad (4)$$

Viteza unghiulară de şoc se determină cunoscînd unghiul suplimentar cu care se va roti roata condusă pe durata şocului,

$$\varphi_{12(22)} = \omega_{soc}t_{soc} \qquad (5)$$

în care φ_{12} este unghiul suplimentar de rotire al roţii conduse ca urmare a erorilor roţii conducătoare, iar φ_{22} este unghiul suplimentar de rotire al roţii conduse ca urmare a propriilor erori.

Pe de altă parte, unghiul suplimentar $\varphi_{12\,22)}$ poate fi determinat dacă se cunoaşte spaţiul suplimentar parcurs de un punct de pe cercul de rulare al roţii conduse pe durata de producere a şocului. Se poate considera, cu suficientă precizie, doar spaţiul suplimentar parcurs ca urmare a efectului cinematic al erorilor de danturare :

$$\Delta x_1'(2) = \frac{1}{2}\sqrt{E^2_{cp_{1(2)}} + \left(\frac{b_{r1(2)}}{\cos\alpha}\right)^2 + (b_{ax1(2)}\operatorname{tg}\beta)^2}, \qquad (6)$$

astfel că :

$$\varphi_{12(22)} = \frac{\Delta x_1^{'}(2)}{R_{r2}^{=}} \qquad (7)$$

în care R_{r2} este raza cercului de rulare a roții conduse. Considerînd relațiile (5) și (7) se determină :

$$\omega_{soc} = \frac{\Delta x_{1(2)}^{'}}{R_{r2}^{=} t_{soc}} \qquad (8)$$

Unghiul maxim de deformare torsională a arborelui condus va rezulta atunci cînd $\sin \beta t = 1$, adică :

$$\frac{2\pi}{T} \cdot t = \frac{\pi}{2}, \qquad (9)$$

de unde :

$$t_{soc} = \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2\beta} \qquad (10)$$

Dacă se înlocuiește relația (10) în (8) și rezultatul în (4), se obține :

$$M_{soc} = \frac{2\Delta x_{1(2)}^{'}}{\pi R_{r2}} \frac{(1+k) J_1 C_{a2}}{J_1 + J_2} \sin \beta t \qquad (11)$$

Evident că momentul maxim va fi atunci cînd $\sin \beta t = 1$, deci :

$$M_{soc}^{max} = \frac{2\Delta x_{1(2)}^{'}}{R_{r2}} \frac{(1+k) J_1 C_{a2}}{J_1 + J_2}, \qquad (12)$$

mărime care este utilă și pentru dimensionarea corectă a dinților roților dințate.

Rezultă, din relația (11), că momentul de șoc care acționează în angrenaj este armonic avînd perioada $T = 2\pi \sqrt{\frac{J_2}{C_{a2}}}$ și ca urmare vibrația ce ia naștere va fi sinusoidală.

Dacă se consideră, pentru cazul roților dințate confecționate din oțel, valoarea factorului de restabilire $k = 0{,}555$ indicată în [4] se poate scrie :

$$M_{soc} \cong \frac{\Delta x_{1(2)}^{'}}{R_{r2}} \frac{J_1 C_{a2}}{J_1 + J_2} \sin t \sqrt{\frac{C_{a2}}{J_2}} \qquad (13)$$

În cazul cînd $J_2 \gg J_1$ vibrația torsională ce ia naștere în urma șocului se va amortiza pînă la șocul următor. Acest lucru se poate întîmpla la angrenajele ale căror rapoarte de transmitere sînt demultiplicatoare.

Determinarea amplitudinii ∅

Este cunoscut că, în principal, comportarea dinamică a unui angrenaj este influențată, în afară de amortizare, de felul și de mărimea erorii de profil, de mărimea jocurilor dintre flancuri, ca și de rigiditatea perechii de dinți.

Corespunzător reprezentării din figura 2, [3], modelul dinamic pentru o pereche de dinți constă din două mase, avînd momentele de inerție J_1 și J_2, aflate pe cercurile de rulare de rază R_{r1} și R_{r2} Rigiditatea variabilă a angrenării este reprezentată printr-un arc montat în paralel cu un amortizor cu ulei H, care simbolizează amortizarea vîscoasă datorită ungerii. Vibrațiile torsionale provocate de erorile de profil sînt considerate prin factorii E_{fp1} și $_{fp2}$, iar jocul dintre flancuri prin factorul j (fig. 2).

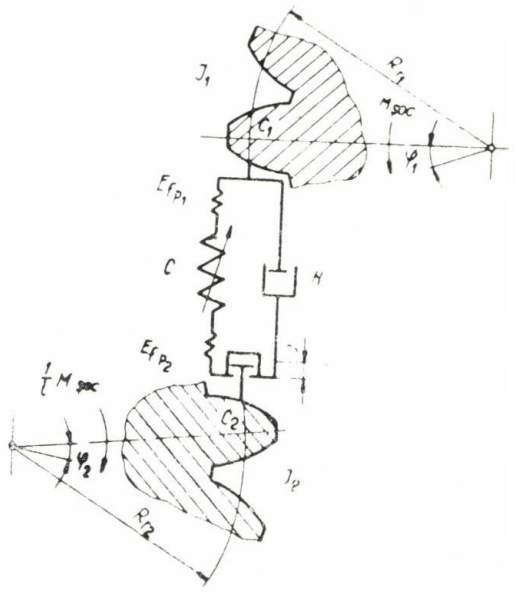


Fig. 2 Modelul dinamic al unui angrenaj.

Constanta elastică a angrenării C, variabilă în timp, este determinată de constantele celor doi dinți în angrenare și anume :

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{i^2 C_1} + \frac{1}{C_2}, \qquad (14)$$

de unde :

$$C = \frac{i^2 C_1 C_2}{i^2 C_1 + C_2} \qquad (15)$$

Constanta C_1 a fost multiplicată cu pătratul raportului de transmitere i^2, deoarece s-a făcut reducerea acesteia la axul roții conduse 2.

Dacă pentru ușurința calculului se renunță la amortizare, iar vibrațiile provocate de erorile de profil nu sînt luate în considerare, atunci modelul dinamic din figura 2 este echivalent cu cel din figura 3, la care parametrii

dinamici au fost reduşi la axul roţii 2, distanţa dintre mase reprezentînd, convenţional, rigiditatea angrenării C.

Constantele elastice ale dinţilor în angrenare a unui angrenaj pot fi determinate, după [9], cu relaţia :

$$C_{1(2)} = \frac{bR_{r1(2)}^{2}\cos^2\alpha}{K_{angr}} \qquad (16)$$

unde :

b este lăţimea roţii ;

K_{angr} — coeficient avînd valorile : 6×10^{-6} — pentru roţi din oţel cu dinţi drepţi ; $3{,}6 \times 10^{-6}$ — pentru roţi din oţel cu dinţi înclinaţi.

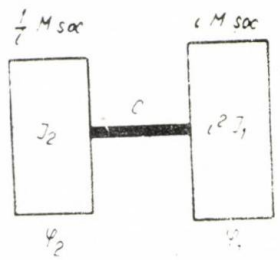


Fig. 3 Modelul dinamic echivalent al unui angrenaj.

Ecuaţiile mişcării sistemului oscilant sînt :

$$\begin{cases} J_1 i^2 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = -iM_{soc} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\varphi_2 - \varphi_1) = \dfrac{M_{soc}}{i} \end{cases} \qquad (17)$$

Frecvenţele proprii ale sistemului oscilant se determină din considerentul că vibraţiile libere sînt armonice, adică sistemul de ecuaţii omogen să admită soluţii de forma :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varnothing_1 \sin \omega_n t \\ \varphi_2 = \varnothing_2 \sin \omega_n t \end{cases} \qquad (18)$$

Pentru ca sistemul de ecuaţii omogen să admită soluţii diferite de zero, trebuie ca determinantul caracteristic să se anuleze :

$$\Delta(\omega_n^2) = \begin{vmatrix} -J_1 i^2 \omega_n^2 + C & -C \\ -C & -J_2 \omega_n^2 + C \end{vmatrix} = 0, \qquad (19)$$

de unde :

$$\omega_n^2 = \frac{C(J_1 i^2 + J^2)}{J_1 J_2 i^2} \qquad (20)$$

sau, notînd cu $J = \dfrac{J_1 J_2 i^2}{J_1 i^2 + J_2}$;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C}{J}} \qquad (21)$$

Amplitudinile vibraţiilor torsionale ale celor două roţi se determină considerînd soluţia particulară de forma :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varnothing_1 \sin \beta t \\ \varphi_2 = \varnothing_2 \sin \beta t \end{cases} \qquad (22)$$

Ştiind că $M_{soc} = M_{soc}^{max} \sin \beta t$ (v. rel. 13), sistemul (17) devine :

$$\begin{cases} -J_1 i^2 \varnothing_1 \beta^2 + C\varnothing_1 - C\varnothing_2 = -iM_{soc}^{max} \\ -J_2 \varnothing_2 \beta^2 + C\varnothing_2 - C\varnothing_1 = \dfrac{M_{soc}^{max}}{i} \end{cases} \qquad (23)$$

Cele două amplitudini, exprimate în unităţi de lungime, vor fi :

$$\begin{cases} \varnothing_1 = \dfrac{\Delta(1)}{\Delta(\beta^2)} = \dfrac{M_{soc}^{max}[J_2 i^2 \beta^2 + C(1 - i^2)]}{i\,\beta^2[J_1 J_2 i^2 \beta^2 - C(J_1 i^2 + J^2)]} R_{r1} \\ \varnothing_2 = \dfrac{\Delta(2)}{\Delta(\beta^2)} = \dfrac{M_{soc}^{max}[-J_1 i^2 \beta^2 + C(1 - i^2)]}{i\,\beta^2[J_1 J_2 i^2 \beta^2 - C(J_1 i^2 + J^2)]} R_{r2} \end{cases} \qquad (24)$$

unde $\Delta(1)$ şi $\Delta(2)$ reprezintă determinantul $\Delta(\omega_n^2)$ al sistemului omogen în care se înlocuieşte coloana de rang 1 respectiv 2, cu amplitudinile forţelor generalizate din ecuaţia Lagrange, iar $\Delta(\beta^2)$ este $\Delta(\omega_n^2)$ la care s-a înlocuit ω_n cu β.

Amplitudinile astfel calculate se însumează cu cele cauzate de efectul cinematic, corespunzător relaţiei (1). Atunci cînd semnul amplitudinii este pozitiv înseamnă că vibraţia este în fază cu momentul de şoc şi $\beta < \omega_n$, iar atunci cînd rezultă negativ, vibraţia este defazată de M_{soc} cu o jumătate de perioadă $\left(\dfrac{T}{2} = \dfrac{\pi}{\delta}\right)$ şi $\beta > \omega_n$.

Pentru edificare se consideră un angrenaj avînd $i = \dfrac{z_1}{z_2} = \dfrac{25}{50}$ turaţia $n_1 = 500$ rot/min şi eroare cumulată de pas la roata conducătoare $E_{cp_1} = 50$ μm. Roţile sînt executate din oţel şi au următoarele dimensiuni : lăţimea, $b = 40$ mm, $D_{r1} = 125$ mm, $D_{r2} = 250$ mm. Arborele roţii conduse este din oţel şi are diametrul $d = 40$ mm. Amplitudinile vibraţiilor torsionale ale celor două roţi cauzate de eroarea cumulată de pas au valorile : $\varnothing_1 = 3{,}3$ μm şi $\varnothing_2 = 4{,}25$ μm.

După cum se vede, la o eroare cumulată de pas de 50 μm vibraţiile torsionale ale roţilor dinţate, ca urmare a efectului dinamic al acesteia, au amplitudini importante, care pot afecta sensibil precizia lanţului cinematic generator închis.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.:* Angrenaje. Editura Tehnică, București, 1962.

[2] *Botez, E.:* The variability of the gear ratio. Simpozion I.F.T.O.M., vol. C, București, 7—13 iunie 1973, p. 37—47.

[3] *Bollinger, I.G., Boch, M.:* Ursachen und Auswirkungen dynamischer zahnkräfte in Stirnradgetrieben. Industrie-Anzeiger, 86 Jg. nr. 19, 6 März 1964, Essen, p. 319—326.

[4] *Farber, A.M.:* Tehnologiscaia tocinosti zuborezanîh stancov i sposobî ce povîșenia. Mașghiz, Moscova, 1957.

[5] *Levașov, A.V.:* Osnovî rasciota tocinosti cinematiceskih țepei metalorejușcih stancov. Izdatelstvo „Mașinostroenie", Moscova, 1966.

[6] *Moraru, V.:* Determinazione analitica degli erori delle catene cinematiche per la generazione del profilo dei denti nella construzione di ruote dentate. Quaderni di ricerca, nr. 1, supplimento a „Ingegneria Meccanica" 9/72, Milano, p. 41—49.

[7] *Moraru, V.:* Erorile lanțurilor cinematice generatoare complexe. Construcția de mașini nr. 3, martie 1973, p. 162—165.

[8] *Rădulescu, Gh.:* Măsurarea deformației dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți. Construcția de mașini nr. 2, februarie 1969, p. 98—106.

[9] *Rivin, E.I.:* Dinamica privdo stankov. Izdatelstvo „Mașinostroenie", Moscova, 1966.

CZ : 621.914

Îmbunătățirea preciziei dinamice a mașinilor de frezat roți dințate cu freza-melc

Dr. ing. Constantin **MINCIU**, ing. Ion **TĂNASE** — Institutul Politehnic — București

Îmbunătățirea preciziei dinamice a mașinilor de frezat roți dințate este legată de micșorarea amplitudinii vibrațiilor forțate ce apar la axul frezei-melc, care se datoresc — în cea mai mare măsură — procesului de așchiere discontinuu, puternic generator de astfel de vibrații.

O cale de rezolvare a constituit-o realizarea unor freze melc care prin construcție să poată uniformiza mulțumitor procesul de așchiere dar metoda este neeconomică, freza-melc fiind extrem de scumpă.

O cale de îmbunătățire a preciziei dinamice se referă la realizarea unor elemente active care să diminueze vibrațiile din lanțul cinematic principal și implicit din cel de rulare, apărînd necesitatea folosirii unor volanți.

În lucrare se propune o metodă de calcul pentru realizarea unor volanți acordați pentru un anumit regim de așchiere pentru o mașină-unealtă existentă, astfel încît să se reducă amplitudinea vibrației forțate în dreptul frezei-melc (dacă este posibil chiar să se producă un nod în dreptul acesteia).

Un astfel de volant auxiliar va fi montat pe axul port-freză și împreună cu volantul mașinii de frezat va forma un element activ de amortizare a vibrațiilor forțate din lanțul cinematic principal al mașinii de danturat.

Momentul de torsiune perturbator este variabil și poate fi scris sub forma :

$$M = A_1 \sin \beta_1 t + A_2 \sin \beta_2 t$$

în care $\beta_1 = 2\pi \frac{n_f}{60}$ și $\beta_2 = 2\pi \frac{z_f n_f}{60}$

Relația de mai sus are la bază figura 1, în care este reprezentată diagrama de variație a acestui moment, ridicată cu ajutorul unui dorn tensometric de construcție originală [5]. În figura 1 b se face interpretarea diagramei momentului de torsiune.

Pulsația β_1 este corespunzătoare turației frezei n_f iar pulsația β_2 corespunde frecvenței de intrare succesivă a dinților frezei în material. Prima vibrație, care se observă că este sinusoidală, are ca principală cauză excentricitatea frezei și a piesei, ea producîndu-se periodic la o rotație a frezei. Cea de a doua însă are o frecvență mai mare și amplitudinea mult mai mare decît prima. În cele ce urmează se va discuta numai de reducerea vibrațiilor forțate de pulsație β_2.

Schema dinamică de calcul pentru acest caz este cea reprezentată în figura 2, în care apare :

J_v — momentul de inerție al volantului existent al mașinii de frezat ;

J_f — momentul de inerție al frezei-melc ;

J_{va} — momentul de inerție al volantului auxiliar ;

k_v — constanta elastică a elementelor elastice reduse la arborele volantului ;

k_f — constanta elastică a arborelui frezei ;
k_{va} — constanta elastică a elementelor elastice cuprinse între freză şi volantul auxiliar.

De remarcat că sistemul dinamic al lanţului cinematic principal a fost redus la un

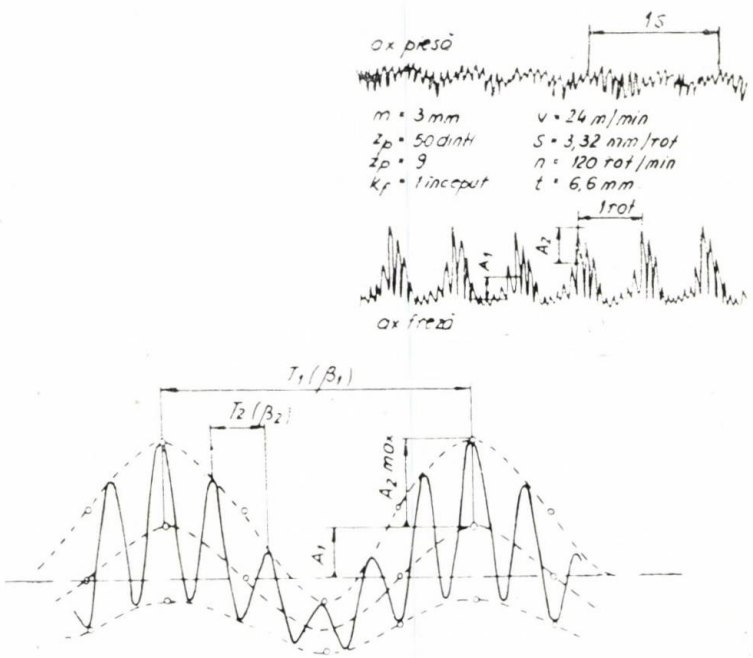


Fig. 1 Variaţia momentului de torsiune la axul frezeimelc modul (în sarcină).

sistem dinamic cu trei grade de libertate. Ecuaţiile de mişcare pentru acest sistem dinamic vor fi :

$$J_v\ddot{\varphi}_v+(k_v+k_f)\varphi_v-k_f\varphi_f=0$$

$$J_f\ddot{\varphi}_f-k_f\varphi_v+(k_f+k_{va})\varphi_f-k_{va}\varphi_{va}=M_{var}$$

$$J_{va}\ddot{\varphi}_{va}-k_{va}\varphi_f+k_{va}\varphi_{va}=0$$

Soluţia corespunzătoare vibraţiei frezei este de forma :

$$\varphi_f=A_{f_0}\cos pt+A_{f_1}\cdot\cos\beta_1 t+A_{f_2}\cos\beta_2 t$$

în care primul termen corespunde unei vibraţii libere cu pulsaţia proprie p care, datorită amortizărilor din sistem (neluate în considerare în calculul de faţă) se amortizează rapid.

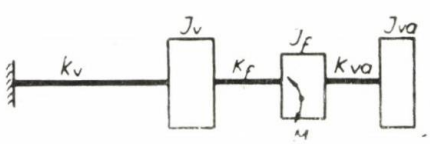


Fig. 2 Schema dinamică de calcul.

Amplitudinea vibraţiei forţate a frezeimelc pentru modul de vibraţie β_2 va fi :

$$A_{f_2}=\frac{\Delta F_2}{\Delta\beta_2}$$

în care :

$$\Delta\beta_2=$$

$$=\begin{vmatrix} k_v+k_f-J_v\beta_2^2 & k_f & 0 \\ -k_f & k_f+k_{va}-J_f\beta_2^2 & -k_{va} \\ 0 & -k_{va} & k_{va}-J_{va}\beta_2^2 \end{vmatrix},$$

iar determinantul ΔF_2 are forma :

$$\Delta F_2=\begin{vmatrix} k_v+k_f-J_v\beta_2^2 & 0 & 0 \\ -k_f & M_2 & -k_{va} \\ 0 & 0 & k_{va}-J_{va}\beta_2^2 \end{vmatrix}$$

Pentru ca volantul să fie acordat pe vibraţia de pulsaţie β_2 este necesar ca $\Delta F_2=0$ ce corespunde relaţiei :

$$A_2(k_v-k_f-J_v\beta_2^2)(k_{va}-J_{va}\beta_2^2)=0$$

din care rezultă că volantul auxiliar trebuie să aibă un moment de inerţie :

$$J_{va}=\frac{k_{va}}{\beta_2^2}$$

De remarcat că soluţia teoretică este simplă. Din punct de vedere practic, deoarece

elementele elastice între freză și volantul auxiliar au o rigiditate mare și pulsația β_2 mică, rezultă un volant foarte mare.

Din acest motiv se propune realizarea unui volant care să fie legat de arborele frezei

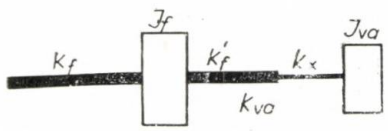


Fig. 3 Schema dinamică de calcul pentru volantul auxiliar.

printr-o legătură elastică corespunzătoare folosirii unui volant de dimensiuni acceptabile.

Astfel, folosind schema dinamică de calcul ca în figura 3 în care constanta k_{va} este formată din două părți legate în serie, k_f reprezintă constanta elastică a arborelui între freză și volantul auxiliar, iar k_x constanta elastică a elementului elastic suplimentar :

$$k_{va} = \frac{k_f \cdot k_x}{k_f + k_x}$$

și cum se poate lua $k_f \cong k_x$, atunci $k_{va} = k_x$ astfel încît,

$$J_{va} = \frac{k_x}{\beta_2^2}$$

Cum pentru volant $J_{va} = \frac{\pi \rho D^4 h}{32}$, constanta elastică a elementului intermediar va fi :

$$k_x = \frac{\pi \rho D^4 h}{32} \beta_2^2$$

Alegînd convenabil elementele geometrice ale volantului D și h se poate găsi un element elastic k_x acceptabil.

S-a propus o soluție constructivă în care într-o carcasă fixă pe arbore se găsește un volant liber legat prin resortul k_x la raza R (fig. 4).

Constanta elastică k_x' corespunzătoare unei deplasări lineare la raza R, se transformă în constantă elastică de torsiune : $k_x = R^2 k_x'$ (fig. 4), astfel că soluția constructivă aleasă va avea un element elastic de constantă k_x',

$$k_x' = \frac{\pi \rho D^4 h \beta_2^2}{32 R^2} = \frac{\pi \rho D^2 h \beta_2^2}{8}$$

Folosind trei lamele elastice legate în paralel $k_x = 3\ k$, constanta elastică a uneia dintre ele va trebui să fie :

$$k = \frac{\pi \rho D^2 h \beta_2^2}{24}$$

relație cu care se poate proiecta sistemul dinamic de amortizare a vibrațiilor forțate din lanțul cinematic principal al mașinilor de frezat roți dințate.

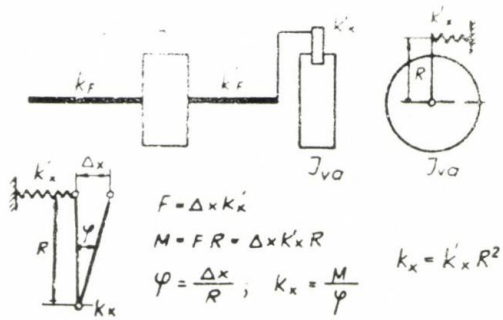


Fig. 4. Determinarea caracteristicilor dinamice ale volantului auxiliar.

Concluzii

1. Pentru un anumit regim de danturare, caracterizat prin turația frezei-melc n_f și numărul de dinți ai frezei z_f, se poate determina un volant acordat pe frecvența vibrației forțate a frezei.

2. Deoarece, pentru o mașină de danturat dată, elementele caracteristice ale vibrației forțate (n_f și z_f) variază în limite relativ restrînse, propunem ca aceasta să fie însoțită (livrată) cu un set de volanți auxiliari acordați pe frecvențele corespunzătoare. Aceștia să facă parte din trusa cu roți de schimb a mașinii și să fie montați pe axul portfreză corespunzător regimului de așchiere ales.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rivin, E.I.* : „Dinamika privoda stankov". Moskva, 1966.

[2] *Buzdugan, Gh.* : „Măsurarea vibrațiilor mecanice". București, Editura Tehnică, 1964.

[3] *Harris, C.* : „Șocuri și vibrații" (trad. l. engleză). București, Editura Tehnică, 1969.

[4] *Minciu, C.* : „Contribuții la calculul dinamic al arborelui principal de la mașinile de frezat roți dințate cu freză-melc". „Construcția de mașini", nr. 10/1973.

[5] *Minciu, C.* : „Măsurarea eforturilor de așchiere la frezarea cu freză-melc modul". „Construcția de mașini", nr. 4/1971.

CZ : 621—58

Cercetări de dinamică a variatoarelor hidrostatice de turații pe model matematic liniarizat

Dr. ing. Aurel **OPREAN**, ing. Florin **IONESCU**, ing. Florin **STRATULAT** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Variatoarele hidrostatice formate dintr-un grup pompă — motor sînt utilizate tot mai mult în transporturi, aviație, utilaje pentru construcții, mașini-unelte. Folosirea lor constă în nevoia constructorilor de mașini de a dispune la arborele motorului de o gamă de turații continuu reglabilă între turațiile minimă și maximă. Prin reglarea primară variatorul se comportă ca regulator de putere, iar prin reglarea secundară ca regulator de cuplu.

Dacă la început soluția utilizării variatoarelor a avut mai puțini adepți în domeniul mașinilor-unelte, în acest sens fiind semnalate unele aplicații la strunguri (19), la mașini de găurit și alezat, de honuit și de rectificat (8), în celelalte domenii arătate aria răspîndirii lor a fost tot mai mare. Extinderea folosirii variatoarelor hidrostatice de turații a fost posibilă datorită studiilor întreprinse în direcția aprofundării, înțelegerii și utilizării complexelor fenomene hidraulice, cinematice și organologice care se petrec în acestea, precum și a performanțelor de regim staționar și dinamic. Lucrările (1), (3), (6), (7), (11), (12), (14), (17), (18), (19), (20), dezbat aspecte ale variatoarelor hidrostatice. În țara noastră lucrările (2), (5), (8, 9), (13), (15), abordează de asemenea teoretic, experimental sau prin simulare interesante aplicații ale variatoarelor.

Un studiu amplu al celor mai semnificative lucrări apărute în țară și în străinătate este întreprins și sistematizat prezentat în (9). Sînt desprinse și prezentate în cadrul studiului cele mai importante caracteristici statice și dinamice care au fost puse în evidență în diferite lucrări studiate. Sprijinindu-ne pe acest studiu autorii au elaborat un model matematic mai complex care stă la baza studiilor întreprinse de autori, studii din care unele aspecte sînt prezentate în lucrarea de față.

Stadiul actual al analizei funcționării variatoarelor hidraulice

(1) prezintă variatorul hidraulic cu reglare primară și se limitează la a stabili funcția de transfer între mărimea de comandă a pompei, înclinația α și frecvența de rotație a motorului; rezultatul apreciază variatorul ca pe un element vibrator de ordinul doi fără anticipare de forma:

$$H_W(s) = \frac{\Omega_M(s)}{\alpha(s)} = A \frac{1}{T^2 s^2 + 2\xi T s + 1} \quad (1)$$

Sînt prezentate, în urma identificării, pulsația proprie ω_n și coeficientul de amortizare ξ.

La un model matematic și concluzii asemănătoare ajunge și (3), deși pornește de la alte raționamente. În plus sînt prezentate calitativ caracteristicile, amplitudine, pulsație și faza pulsație.

Modele matematice asemănătoare prezintă (12) și (7); (19) propune o metodă de calcul dinamic al variatoarelor hidrostatice pornind de la performanțe de regim tranzitoriu.

În (3) se abordează, pentru un variator cu reglare primară, influența fenomenelor din conductele hidraulice de legătură dintre pompă și motor (prin efectele compresibilității fluidului și elasticității conductelor), asupra performanțelor dinamice ale unui variator încărcat cu sarcină inerțială mare. Pe baza unui model relativ clasic, sînt determinate ω_n și ξ pentru două cazuri distincte și anume cînd presiunea dintr-o singură conductă variază apreciabil și cînd în ambele conducte se petrece acest lucru; sînt formulate concluziile calitative care se impun.

Influența concluziunilor de aer nedizolvat asupra funcționării variatoarelor hidraulice este abordată de (1) și (14). În funcție de conținutul în aer al agentului hidraulic este studiată modificarea regimului tranzitoriu al răspunsului la un semnal treaptă unitate.

În (13) este prezentat un model matematic al grupului pompă-motor cu linearizarea armonică a frecării, în scopul de a studia, printre altele, autooscilațiile de joasă frecvență. Din compararea cercetărilor experimentale cu cele teoretice se afirmă că imprecizia modelului teoretic la investigarea limitei de stabilitate este de circa 9%.

Pe baza aceluiași model matematic în (5), se propun teoretic mai multe modalități de tratare sistemică a variatoarelor cu reglare primară, dintre care trebuie relevate utiliza-

rea grafurilor și a formulei lui Mason la determinarea funcțiilor de transfer (ca elemente clasice de studiu ale variatoarelor), precum și utilizarea vectorului de stare.

La baza tuturor acestor modele matematice de studiu teoretic stau, așa cum se sintetizează în (8, 9), ecuațiile de continuitate ale fluidului între pompă și motor și de echilibru al cuplurilor la axul motor. Autorii mai formulează individual unele aproximări de descriere a fenomenelor și de liniarizare.

Simularea regimului tranzitoriu al variatoarelor hidrostatice este abordată în (15), pe baza unui model elaborat prin analogie electrohidraulică; lucrarea evidențiază evoluțiile în timp ale frecvenței de rotație, ale accelerației unghiulare și ale presiunii ca mărime de stare internă, pentru cîteva regimuri de funcționare și sînt formulate concluzii de ordin practic și teoretic.

Un pas înainte în completarea modelului matematic al variatoarelor hidrostatice îl constituie considerarea influenței alunecării statice a motorului electric asupra caracteristicilor staționare și dinamice ale variatoarelor, fenomen sesizat în (10) și (18). Prima lucrare abordează doar influența staționară, iar cea de-a doua se ocupă de un variator mult simplificat în cadru unui sistem automat mai complex de adaptare după cuplu la o mașină de rectificat.

În cîteva lucrări, dintre care citățm (6), se studiază variatoarele hidrostatice de turații cu reglare primară sau secundară, înglobate în sisteme de reglare automată; lucrările se ocupă de variatorul hidrostatic ca sistem, pornind însă de la același model matematic clasic ca și cercetătorii citați anterior. Se obțin funcții de transfer cu întîrziere de ordinul doi și anticipare de ordinul 1.

Modelul matematic al variatorului hidrostatic

Scrierea modelului matematic al variatorului hidrostatic de turații din figura 1, se bazează pe următoarele ecuații de echilibru dinamic:

— ecuația de continuitate a mișcării;

$$k_P U_P \omega_P - a_1(p + \Delta p) - a_2 p - \qquad (2)$$

$$- k_M U_M \omega_M = \frac{V}{B}\frac{dp}{dt}$$

— ecuația de echilibru dinamic la arborele motorului hidraulic:

$$J_T \frac{d\omega_M}{dt} + k_1 p + b_1 \omega_M = \qquad (3)$$

$$k_M U_M p - k_M U_M p_2 - M$$

— ecuația de echilibru dinamic la arborele pompei hidraulice:

$$J_{EP}\frac{d\omega_P}{dt} + k_3 p + b_3 \omega_P = k_E(\omega_S - \omega_P) +$$

$$+ k_P U_P p_2 - k_P U_P (p + \Delta p) \qquad (4)$$

În relațiile (2), (3) și (4) s-au notat prin:

$k_P = V_{P_{max}}/2\pi$ [m³/rad] — constanta pompei hidraulice;

$V_{P_{max}}$[m³] — capacitatea maximă a pompei hidraulice;

u_P[0; 1] — coeficientul de reglare al pompei;

ω_P [rad/s] — frecvența de rotație a pompei;

$a_{1,2} = \partial Q_P/\partial p \left[\frac{m^3/s}{N/m^2}\right]$ — gradient static de pierdere de debit (în pompă 1, în motor 2);

$\Delta p = k(k_P u_P \omega_P - a_1 p)^2$ [N/m²] — cădere de presiune între pompă și motor;

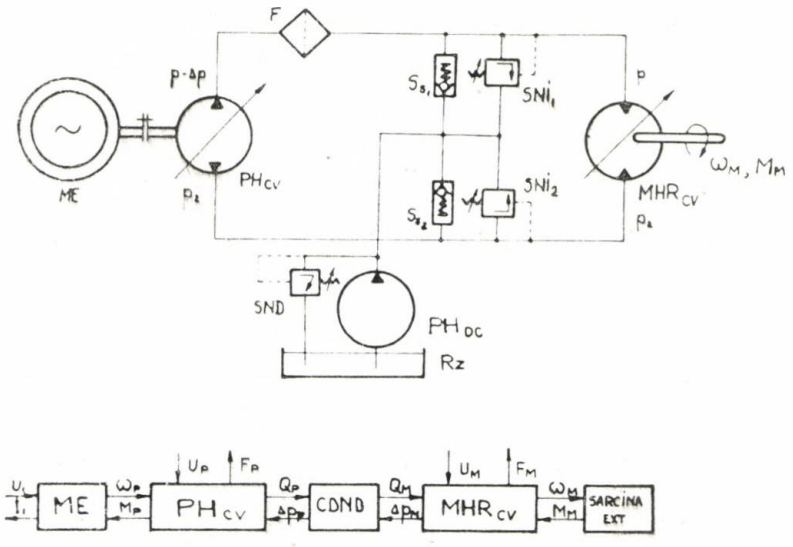


Fig. 1

$k_M = V_{M_{max}}/2\pi$ [m³/rad] — constanta motorului hidraulic;

$V_{M_{max}}$ [m³] — capacitatea maximă a motorului hidraulic;

ω_M [rad/s] — frecvența de rotație a motorului hidraulic;

u_M [0,1] coeficient de reglare a motorului;

$V = V_P/2 + V_c + V_M/2 = V_{P_{max}} \cdot u_M/2 + V_c + V_{M_{max}} \cdot u_M/2$ [m³] — volumul de ulei aflat sub presiune între pompă și motor;

B[N/m²] — modulul de compresibilitate al fluidului;

t[s] — timpul;

p[N/m²] — presiunea dintre pompă și motor;

$J_T = J_M + J_S + J$[Nms⁺²] — momentul de inerție total la arborele motor;

J_M — momentul de inerție al motorului;

J_S — momentul de inerție al sarcinii;

J — momentul de inerție al generatorului electric folosit pe post de frînă;

$k_{1;3} = \partial M_P/\partial p$ [(Nm)/(N/m²)] — gradientul static al pierderilor de cuplu proporționale cu presiunea în motor și pompă;

$b_{1;3} = \partial M_P/\partial \omega$ [(Nm)/(rad/s)] — gradient static al pierderilor de cuplu proporționale cu frecvența de rotație în motorul rotativ și în pompă;

p_2[N/m²] — presiunea din circuitul de umplere;

J_{EP} [Nms²] — momentul de inerție total al pompei și motorului electric de antrenare a pompei;

ω_P [rad/s] — frecvența instantanee de rotație a pompei;

k_E=16,23[(Nm)/(rad/s)] — constantă electromecanică a motorului electric;

dențiază existența a patru neliniarități dinamice; în reprezentare au fost operate unele simplificări neesențiale pentru scopul lucrării. Se disting următoarele mărimi:

— mărimile de comandă ale sistemului u_P și u_M;

— perturbația este considerată a fi cuplul rezistent M;

— mărimi de consemn constante sînt p_2 și ω_S;

— mărimi de stare sînt $Q_P = k_P u_P \omega_P - a_1 p$, și p.

Modelul matematic liniarizat și funcțiile de transfer

Modelul matematic liniarizat. Prin liniarizarea modelului matematic (4) a sistemului se obține:

(5)

$$\begin{cases} k_P \mathcal{U}_{P_0} \omega_P + k_P \omega_{P_0} \mathcal{U}_P - \left(Q_1 + Q_2 + \dfrac{V}{B} S\right) \cdot \\ \cdot p - k_M \omega_{M_0} \mathcal{U}_M = k_M \mathcal{U}_{M_0} \omega_M \\ (J_T S + b_1)\omega_M + M + k_M \mathcal{U}_{M_0} p_2 + \\ + k_M (p_{2_0} - p_2)\mathcal{U}_M = k_M \mathcal{U}_{M_0} p \\ (J_{EP} S + k_E)\omega_P = k_E \omega_E - k_P \mathcal{U}_{P_0} p + \\ + k_P (p_{2_0} - p_0)\mathcal{U}_P + k_P \mathcal{U}_{P_0} p_2 \end{cases}$$

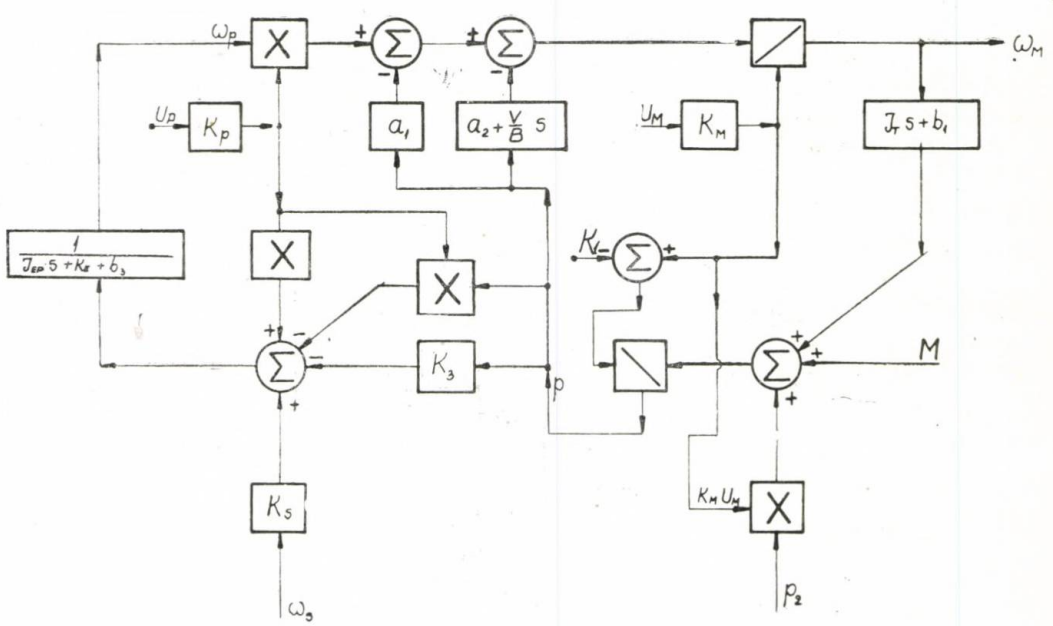


Fig 2

ω_S=104,7[rad/s] — frecvența de rotație de sincronism.

În figura 2 este prezentată schema bloc a modelului matematic al variatorului; se evi-

În (5) s-a trasat schema bloc a modelului liniarizat prezentată în figura 3. Schema bloc servește la determinarea funcțiilor de transfer pe diferite canale.

Determinarea expresiilor calitative ale funcţiilor de transfer. Aplicînd teoria grafurilor şi formula lui Mason, pe baza schemei din figura 3, au fost evidenţiate următoarele funcţii de transfer :

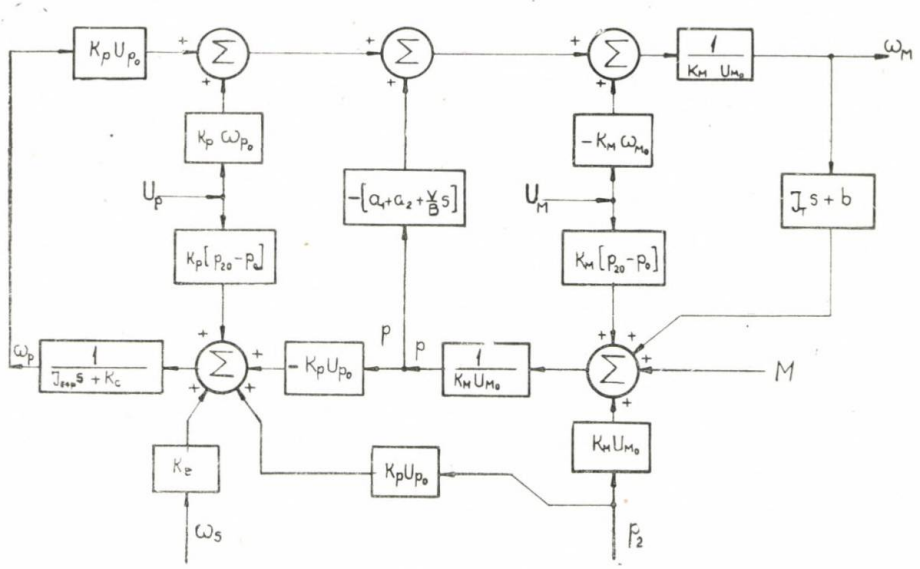


Fig. 3

(6)

$$H_{UP}(s) = \frac{\Omega_M(s)}{U_P(s)} = \frac{a_1 s + a_0}{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$$

$$H_{UM}(s) = \frac{\Omega_M(s)}{U_M(s)} = -\frac{a_2' s^2 + a_1' s + a_0'}{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$$

$$H_M(s) = \frac{\Omega_M(s)}{M(s)} = -\frac{a_2'' s^2 a + {}''_1 s + a_0''}{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}$$

În ecuaţiile (6) coeficienţii polinoamelor în s au următoarele semnificaţii :

(7)

$$a_1 = k_P k_M U_{M_0} J_{EP}$$

$$a_0 = k_P k_M U_{M_0}[U_{P_0} k_P (p_{2_0} - p_0) + \omega_{P_0} k_E]$$

$$b_3 = J_T J_{EP} \frac{1}{2B}(V_{P_{\max}} U_{P_0} + V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0})$$

$$b_2 = J_T J_{EP}(a_1 + a_2) + \frac{J_{EP} b + J_T k_E}{2B} \cdot$$

$$\cdot (V_{P_{\max}} U_{P_0} + V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0})$$

$$b_1 = (a_1 + a_2)(b_1 J_{EP} + k_E J_T) +$$

$$+ (k_P U_{P_0})^2 J_T + (k_M U_{M_0})^2 J_{EP}$$

$$a_2' = k_M (p_{2_0} - p_0) \frac{J_{EP}}{2C}(V_{P_{\max}} U_{P_0} +$$

$$+ V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0})$$

$$a_1' = k_M^2 \omega_{M_0} U_{M_0} J_{EP} + k_M (p_{2_0} - p_0) \cdot$$

$$\cdot \left[J_{EP}(a_1 + a_2) + \frac{k_E}{2B}(V_{P_{\max}} U_{P_0} + \right.$$

$$\left. + V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0}) \right]$$

$$a_0' = k_M^2 \omega_{M_0} U_{M_0} k_E + k_M (p_{2_0} - p_0) \cdot$$

$$[k_E(a_1 + a_2) + (k_T U_{P_0})^2]$$

$$a_2'' = \frac{J_{EP}}{2B}(V_{P_{\max}} U_{P_0} + V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0})$$

$$a_1'' = J_{EP}(a_1 + a_2) + \frac{k_E}{2B}(V_{P_{\max}} U_{P_0} +$$

$$+ V_C + V_{M_{\max}} U_{M_0})$$

$$a_0'' = (a_1 + a_2) k_E + (k_P U_{P_0})^2$$

Expresiile cantitative ale funcţiilor de transfer. Ţinînd seama de caracteristicile dimensionale ale unei instalaţii fizice construite în laborator, de gradienţii acesteia precum şi de valorile staţionare ale mărimilor : U_P, U_M, ω_P, ω_M, p, p_2, M, au fost calculate funcţiile de transfer corespunzătoare liniarizărilor în numeroase puncte reprezentative, pentru care au fost trasate caracteristicile logaritmice de frecvenţă şi au fost determinate răspunsurile în timp la intrare treaptă. Prezentăm trei dintre acestea :

$$H^1_{UP}(s) =$$

$$= 412\,\frac{(1+6{,}2\cdot 10^{-3}s)}{(1+0{,}66s)(5{,}01\cdot 10^{-5}s^2+1{,}41\cdot 10^{-2}s+1)}$$

$$H^1_{U_M}(s) = \qquad (8)$$

$$= 161\,\frac{(1+0{,}211s)(1+4{,}25\cdot 10^{-4}s)}{(1+0{,}66s)(5{,}01\cdot 10^{-5}s^2+1{,}41\cdot 10^{-2}s+1)}$$

$$H^1_M(s) =$$

$$= -7{,}54\,\frac{4{,}94\cdot 10^{-5}s^2+1{,}40\cdot 10^{-2}s+1}{(1+0{,}66s)(5{,}01\cdot 10^{-5}s^2+1{,}41\cdot 10^{-2}s+1)}$$

Răspunsul la intrare treaptă. Aplicînd transformarea Laplace inversă, au fost calculate răspunsurile în timp pentru mărimi de intrare u_P, u_M, M, de tip treaptă, acestea avînd corespunzător fiecărei funcţii de transfer, următoarele expresii:

$$\omega_M\Big|^1_{UM} = 92{,}4+82{,}41 - 83{,}43e^{-1{,}515}+$$

$$+e^{-140{,}7t}\ (1{,}018\cos 12{,}79t+1{,}318\sin 12{,}79t)$$
$$\Delta UP = +\,D{,}2$$

$$\omega_M\Big|^1_{UM} = 92{,}4+32{,}2 - 22{,}44e^{-1{,}515t} -$$

$$- e^{-140{,}7t}\ (9{,}763\cos 12{,}79t+47{,}45\sin 12{,}79t)$$
$$\Delta UM = +\,D{,}2$$

$$\omega_M\Big|^1_{M} = 92{,}4 - 75{,}4+75{,}4008e^{-1{,}515t} -$$

$$- e^{-140{,}7t}\ (8{,}12\cos 12{,}79t+0{,}1037\sin 12{,}79t)$$
$$\Delta M = +\,1D$$

Răspunsul în frecvenţă al modelului liniarizat al variatorului

Analiza în frecvenţă a comportării modelului liniarizat permite aprecierea stabilităţii şi a gradului de stabilitate al variatorului tratat ca sistem automat; se crează totodată posibilitatea de a reproiecta variatorul cu performanţe ameliorate, atunci cînd analiza arată că această operaţie se impune.

Au fost trasate caracteristicile logaritmice amplitudine-pulsaţie şi fază-pulsaţie, care pentru cele trei funcţii de transfer (8) sînt reprezentate în figurile 4, 5, 6.

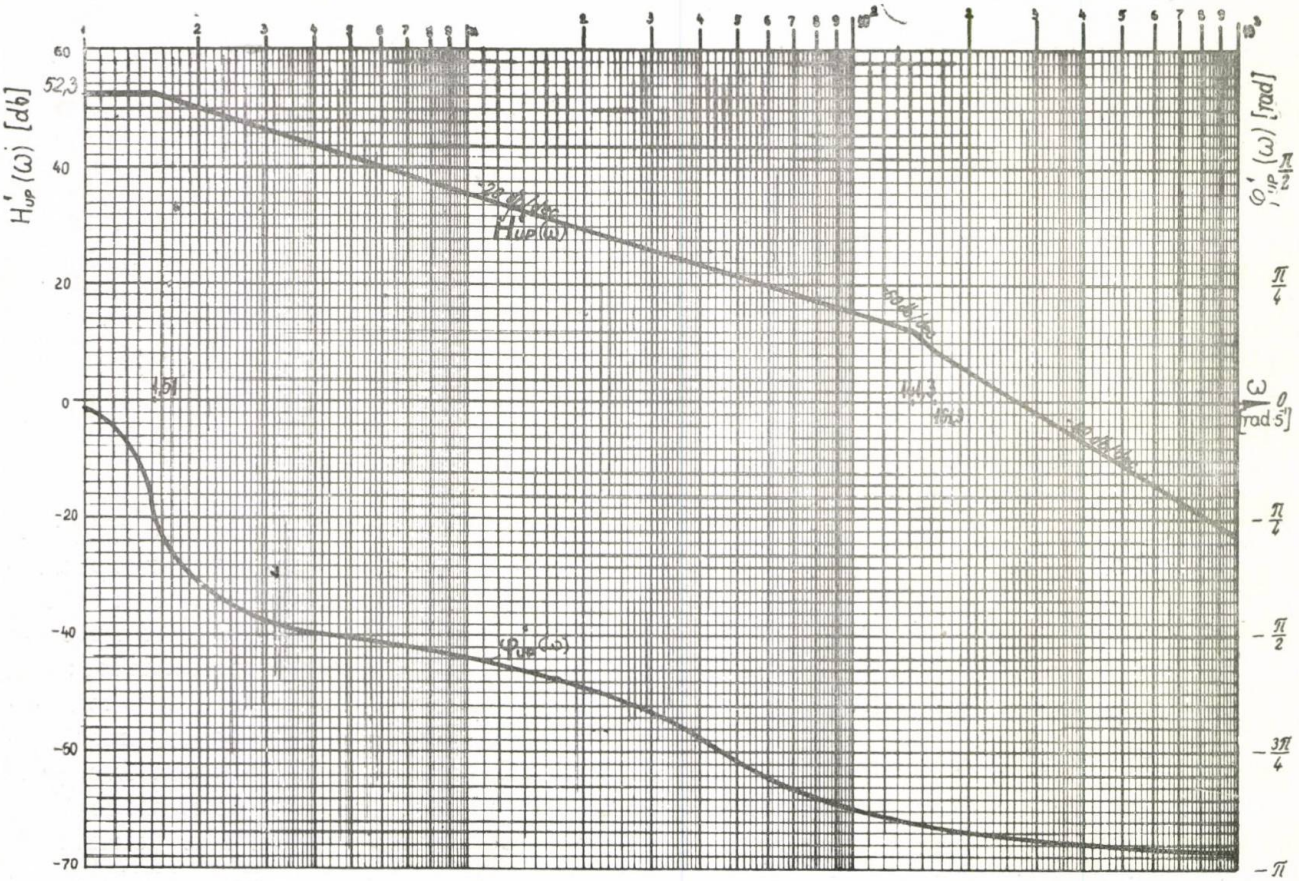


Fig. 4

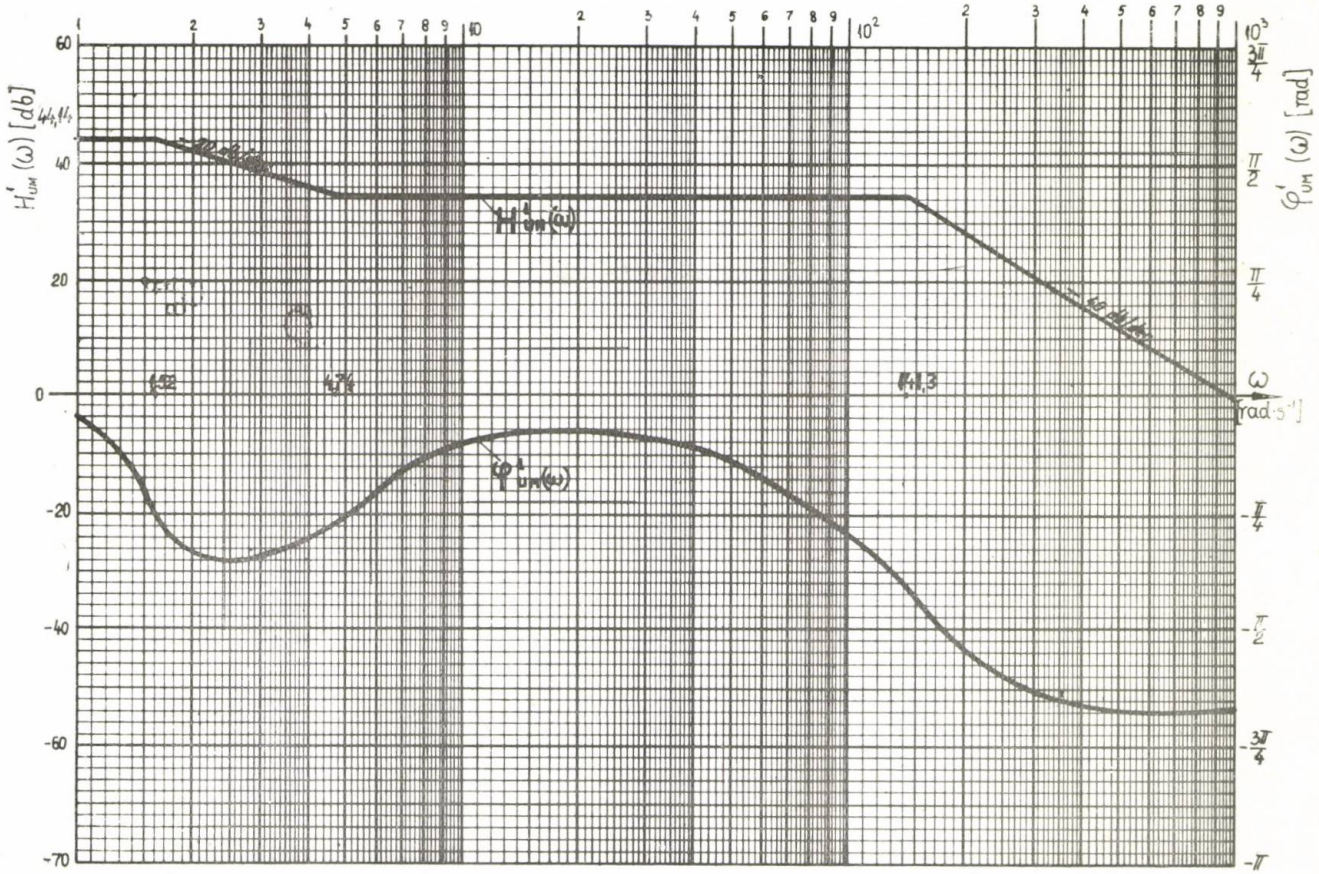


Fig. 5

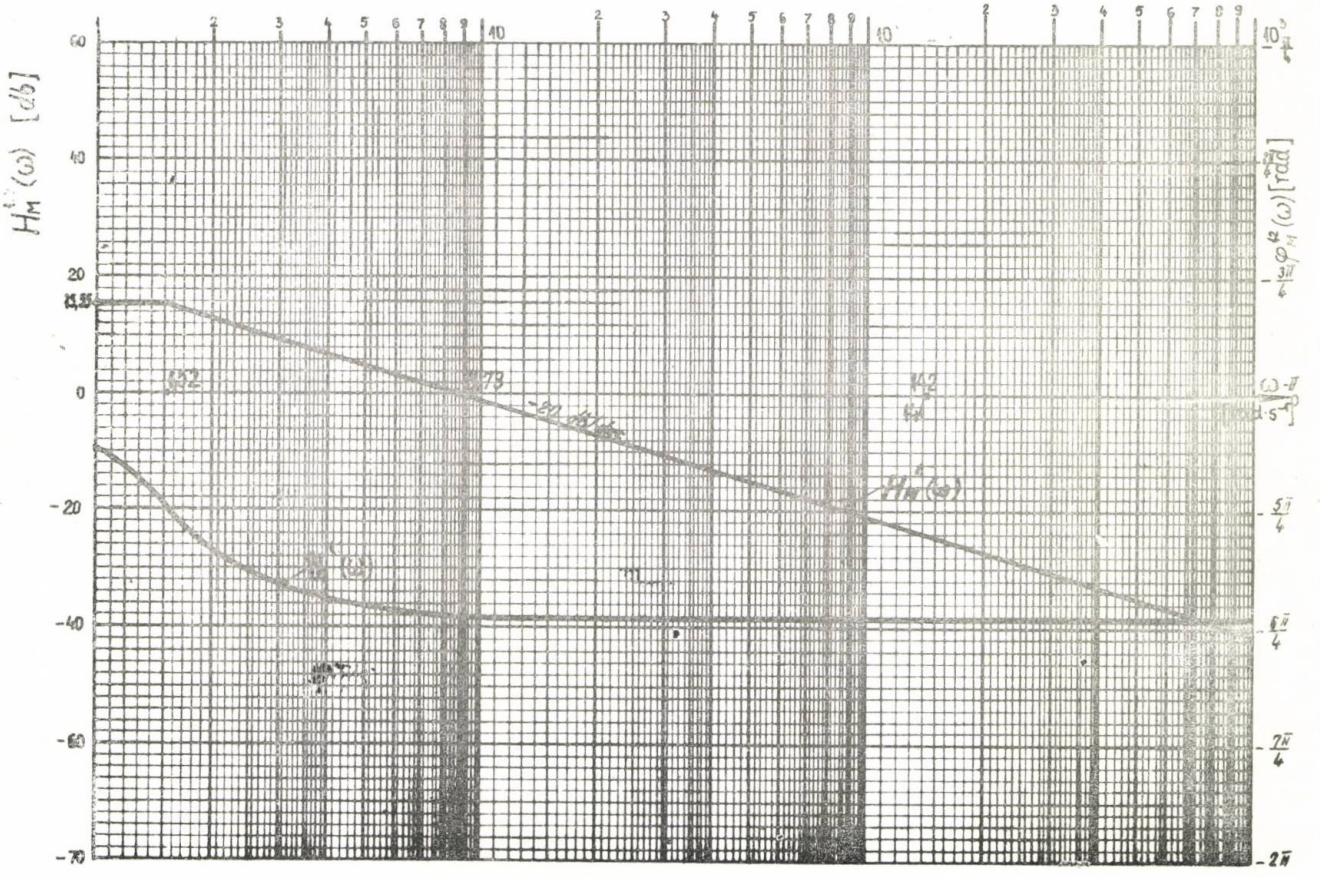


Fig. 6

Concluzii

1. Modelul matematic (4) al modelului fizic real al variatorului, obținut prin considerarea influenței dinamicii ansamblului motor electric de antrenare, pompă, caracterizează mai bine sistemul fizic real.

2. Spre deosebire de modelele matematice prezentate în (1), (2), (3), (5), (6), (7), (12), (13), (15), (19), care se opresc la sistemele de ordinul doi, în lucrarea de față se evidențiază faptul că variatorul hidrostatic este în realitate un sistem de ordinul trei, prezentînd și zerouri. În acest sens trebuie remarcat faptul că în urma studiilor întreprinse de autori au fost depistate și structuri corespunzătoare anumitor combinații de parametrii constructiv-dimensionali), care conduc la sisteme instabile. Prezentarea acestora face obiectul unor comunicări separate.

3. Pe baza caracteristicilor logaritmice de frecvență prezentate, se pot face aprecieri în ceea ce privește variantele constructive ale variatoarelor hidrostatice. În acest scop este necesar să fie investigate o serie de variante diferite care vor conduce la concluzii de ordin practic.

4. Toate variantele constructive prezentate în circuit deschis reprezintă sisteme stabile.

5. Lucrarea se înscrie prin conținutul și forma sa pe linia încercării colectivului de autori de a fundamenta analiza completă a variatoarelor hidrostatice și de a se trece pe această bază la sinteza acestora într-o etapă viitoare. Se intenționează totodată a se trece la studiul unor structuri complexe de reglare automată a turației.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Backé, W.:* Dinamiche Probleme bei der übertragung grober hidraulischer Leistungen, Ö + p, 12 (1968) nr. 2.

[2] *Benche, Lidia:* Contribuții la definirea din punct de vedere dinamic al transmisiilor hidrostatice cu elemente cu pistonașe axiale ale autovehiculelor. Teză doctorat. Univ. Brașov, 1972.

[3] *Blackburn, J. F., Meritt, E.:* Fluid power control Cambrige Mass, The MIT press 1960, Student edition.

[4] *Călin, S., Dumitrache, I., Dima, P.:* Automatizări electronice, Ed. Didactică și pedagogică, București, 1974.

[5] *Catană, I.:* Metode de analiză a sistemului hidraulic rotativ. Buletin IPB, Seria electrotehn. Tom XXXIX 1977, nr. 1 ianuarie, martie, pag. 93—100.

[6] *Drazdil:* Einfluß eines gesteuerten Hydromotors auf das dynamische Verhalten eines Servoantriebes, ö + p 16 (1972), nr. 6.

[7] *Guillom, M.:* L'asservissement hydraulique et électrohidraulique Paris, Dunod, 1972.

[8] *Ionescu, Fl., Cătina, D., Dorin, Al.:* Mecanica fluidelor și acționări hidraulice și pneumatice. Editura IPB, București, 1978.

[9] *Ionescu, Fl.:* Dinamica sistemelor hidraulice cu reglare volumică continuă. Referatul I la teza de doctorat. Catedra MUS, Institutul Politehnic București, 1975.

[10] *Ionescu, Fl.:* Pierderi de natură statică în transmisiile hidrostatice. Buletinul IPB, Seria mec. Tom XL — nr. 1 ianuarie - martie 1978, pag. 75—84.

[11] *Klekn, Fa.:* Open and closed loop hidraulic control circuits. Fluid Power International, July 1970, pag. 19—24.

[12] *Lewis, E., Stern, H.:* Sisteme automate hidraulice. Ed. Tehnică 1969, București.

[13] *Nițescu, N., Benche, Lidia, Benche, V.:* On the dinamics of hydrostatic transmission with primary adjustement. Rev. Roum Sci. Techn. Mec. Appl. 1973, Tom 19, nr. 2, pag. 363—377.

[14] *Nonnenmacher, G.:* Einfluß von Sekundarmabnahmen auf das Luft und Körperschallspektrum von Hydropumpe Ö + P 21 (1977) nr. 1, pag. 19—23.

[15] *Oprean, A., Ionescu, Fl.:* Analiza unor parametri funcționali ai motoarelor hidrostatice rotative în regim dinamic prin modelare pe calculator. St. cerc. mec., apl. Tom 32, nr. 3, 1973, pag. 669—686.

[16] *Penescu, C.:* Sisteme. Concepte. Caracterizări. Sisteme liniare. București, Editura tehnică 1975.

[17] *Priestley, T. P., Kagoda, S.P.:* Closed loop controlled hydrostatic transmission for automatic regulation of pump pressure for fire — fighting. Fluid in control and automation. Intern. Conf. on Hydr. Pneum, and Fluid in Contr. and Aut. April 28—30, 1976, A5—87—114.

[18] *Schmidt, F. K., Brecker, J. N., Prucupile, J. C.:* An adaptive constant torque hydrostatic drive for grinding. Int. J. Mach. Tool Des. Res, Vol, 14, pag. 53—62, Pergamon Press 1974.

[19] *Tarko, L. M.:* Diamiceskii rascet gidroprivoda obiemnogo regulirovania. Stanki i instrument, nr. 11, 1977, pag. 22—24.

[20] *Town, H. C.:* Hydraulic rotary drives and control for machine — tools. Fluid Power International 1971, pag. 19—22.

CZ : 621.9.016 : 621.941

Aspecte privind fenomenele dinamice ale lanțului cinematic de detalonare

Dr. ing. Traian **AURITE** — Institutul Politehnic București

Detalonarea reprezintă procedeul prin care este generată suprafața de așezare a sculelor profilate de rotație (freze-disc — modul, freze melc, freze profilate, tarozi, etc.). Detalonarea, în cele mai multe situații încheie procesul tehnologic de prelucrare, fapt care implică realizarea ei în condiții deosebite de precizie ; cu atît mai mult este necesară luarea unor măsuri de creștere a preciziei cînd va fi cazul detalonării prin rectificare.

Orice variație a profilului, a unghiului de așezare, ca urmare a erorilor de generare a suprafeței de așezare, influențează în mod negativ geometria părții așchietoare a sculelor de tipul enumerat anterior, cît și procesul de așchiere propriu-zis la care acestea participă, punîndu-și amprenta și pe calitatea suprafețelor pe care le vor prelucra.

Întrucît modul în care este executată operația de detalonare, cît și precizia realizată nu sînt indiferente producătorului sau beneficiarului de scule profilate de rotație, considerăm necesar să enumerăm cîteva din principalele cauze generatoare de erori.

Curba directoare a suprafeței de așezare este generată pe cale cinematică, folosind în acest scop lanțul cinematic de detalonare ; curba generatoare este obținută fie cinematic (freze profilate detalonate cu avans), sau materializată pe scula de gradul II. Cauzele generatoare de erori în realizarea acestor curbe sînt multiple, existînd posibilitatea de a le clasifica, în vederea analizării lor, în geometrice, cinematice și dinamice. Ele țin de sistemul tehnologic (mașină-unealtă, sculă, dispozitiv, piesă), drept urmare a modului în care a fost executat și funcționează.

Mașina-unealtă reprezintă unul din principalele elemente ale sistemului tehnologic și va transmite — integral sau parțial — sculelor ce sînt detalonate, erorile sale geometrice și cinematice cît și cele datorate uzurii în timp.

Erorile cinematice ale mașinii-unelte se vor regăsi, sub o anume formă, în erorile de execuție a sculei ; precizia cinematică a mașinii-unelte poate fi definită ca fiind precizia de realizare a vitezei reale față de viteza teoretică [1], influențată fiind de cauze interne și externe [3].

Avînd în vedere modul în care este realizată operația de detalonare, pentru sculele care sînt supuse acestui tip de prelucrare, de mare importanță — în studiul cauzelor generatoare de erori — vor fi fenomenele dinamice, care sînt mai pregnante și mai ușor vizualizabile (în parte) decît la alte procedee tehnologice prin așchiere. Nu este necesar de a fi demonstrat, faptul este evident, că operația de generare a suprafeței de așezare la sculele profilate de rotație are loc pe un pronunțat fond dinamic, a cărui influență este regăsită în precizia de execuție.

Din punctul de vedere al mașinii-unelte sînt cunoscute unele studii ale acestor fenomene dinamice [4], cît și încercări de atenuare a lor [5], limitate totuși, rezumîndu-se la utilizarea acționării hidraulice în locul celei mecanice (îndeosebi la detalonarea prin rectificare).

Considerăm că, pentru a se obține o reducere a cauzelor dinamice, ar fi trebuit o abordare mai în detaliu a fenomenelor care însoțesc operația de detalonare, acordînd atenție conexiunilor ce se stabilesc între componentele sistemului tehnologic, obiectiv pe care și-l propune lucrarea de față.

După cum se arată în [1], precizia dinamică a unei mașini-unelte reprezintă calitatea ca, sub acțiunea vibrațiilor de orice natură ar fi, aceasta să-și păstreze stabilitatea la vibrații, precum și posibilitățile de realizare a curbelor generatoare și directoare în limitele prescrise de rugozitate, abatere de la forma geometrică și poziția relativă teoretică, în condițiile productivității și protecției stabilite.

Această calitate este determinată în funcție de vibrațiile de orice natură, care însoțesc generarea prin așchiere în general (în cazul de față operația de detalonare), fie că aceasta este realizată prin strunjire, fie prin rectificare.

Mișcările vibratorii se suprapun peste mișcările de generare a curbei directoare influențînd în final precizia dinamică a lanțului cinematic de detalonare, subsistem component al mașinii-unelte. Principalele fenomene dinamice care însoțesc detalonarea se prezintă sub trei aspecte : vibrații libere, vibrații forțate și autovibrații.

Deși literatura de specialitate consideră vibrațiile libere ca fiind nesemnificative pentru mașinile-unelte, pentru mașinile de deta-

lonat, generarea curbei directoare este însoţită de procese tranzitorii care influenţează întregul proces vibrator.

Curba directoare este constituită din z_P arce de spirală arhimedică (fig. 1), sau altă curbă de detalonare, racordate între ele.

Trecerea de la o zonă de spirală (arc de curbă de detalonare) la alta este realizată printr-o retragere rapidă a saniei **1** transversale (fig. 2) sub acţiunea arcurilor elicoidale **3**

Deşi se execută într-un timp relativ scurt (60° ... 90° dintr-o rotaţie completă a camei **2**, datorită şocurilor puternice care apar, procesul tranzitoriu îşi face simţită prezenţa în cadrul procesului dinamic complex.

Întregul proces tranzitoriu constă din două etape, fiecare fiind formată din trei faze asemănătoare : frînarea mişcării în vederea trecerii de la viteza de deplasare v_S proprie generării zonei de traiectorie „arc de spirală arhimedică" la viteza nulă, oprirea şi pornirea în sens invers cu viteza de retragere rapidă, de exemplu, pentru prima fază.

Această inversare este însoţită de o serie de fenomene dinamice deosebit de complexe : şocuri datorită inerţiei masei saniei transversale şi a suportului portcuţit (la detalonarea prin rectificare masa subansamblului în mişcare de translaţie este mult mai mare datorită suportului şi a lanţului cinematic principal de antrenare a discului abraziv), schimbarea sensului de acţionare a forţelor de frecare, modificarea repartiţiei presiunilor în ghidaje, variaţia bruscă a temperaturii în anumite zone ale căruciorului.

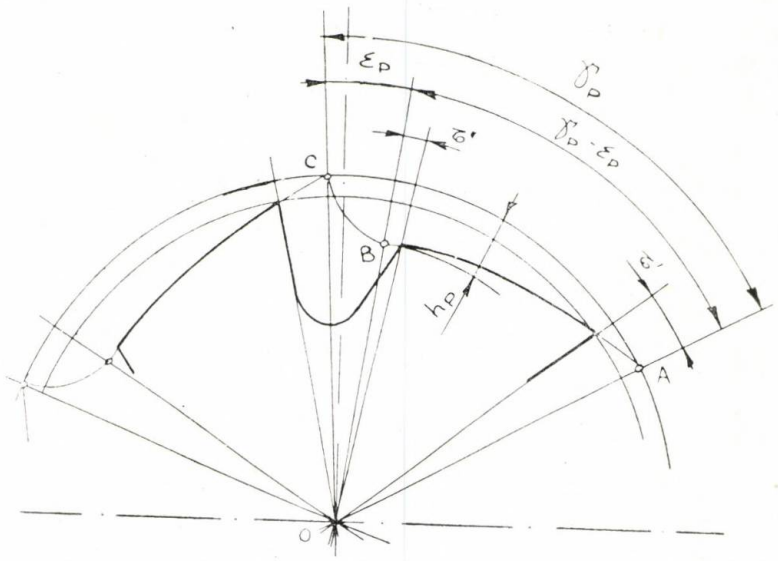


Fig. 1 Forma curbei directoare în cazul operaţiei de detalonare.

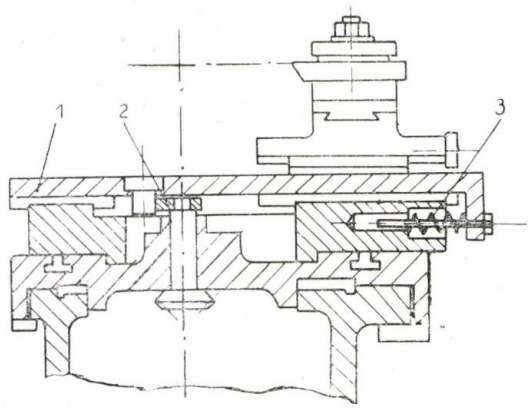


Fig. 2 Secţiune transversală a căruciorului strungului de detalonat : 1. sanie transversală ; 2. camă ; 3. arcuri elicoidale.

Din cauza jocurilor care sînt între sanie şi ghidajele căruciorului, inversarea capătă un accentuat caracter aleator cu consecinţe nefavorabile asupra preciziei de prelucrare, a productivităţii şi a fiabilităţii sistemului. Trebuie reţinut că în cazul strungului de detalonat **K 96**, destul de des întîlnit în dotarea atelierelor de sculărie, frecvenţa inversărilor este de ordinul 0,5 ... 20 Hz.

Vibraţiile forţate sînt clasificate în două categorii în funcţie de dependenţa sursei excitatoare a acestora faţă de procesul de aşchiere. Vibraţiile forţate, care depind de procesul de aşchiere, sînt influenţate de variaţia adaosului de prelucrare, de variaţia periodică a secţiunii de aşchie şi de variaţia durităţii materialului.

Specific procesului de aşchiere la detalonare este caracterul discontinuu al forţei de aşchiere, ce apare doar pe zonele „arc de spi-

rală arhimedică" (fig. 1) și de — asemenea — fenomenul de impact care însoțește apariția ei. Expresia forței de așchiere la strunjire este :

$$P_z = C_{P_z} \cdot t^{x_{P_z}} \cdot s^{y_{P_z}} \qquad (1)$$

în care C_{P_z}, x_{P_z}, și y_{P_z} depind de materialul piesei și de materialul și geometria sculei de gradul II, iar t și s reprezintă elementele așchiei. Secțiunea așchiei (fig. 3), la detalonare, este variabilă ; dacă îndepărtarea adaosului de prelucrare este efectuată prin mai multe

Vibrațiile forțate, care nu depind de procesul de așchiere, apar ca urmare a imperfecțiunilor tehnologice de prelucrare și montaj ale mecanismelor lanțurilor cinematice ale mașinilor-unelte.

Literatura de specialitate indică constanța mărimii de ieșire din lanțul cinematic de detalonare (fig. 4).

Datorită erorilor elementelor componente ale lanțului cinematic de detalonare raportul de transfer este variabil :

$$i_{RD} \neq \text{ct.} \qquad (2)$$

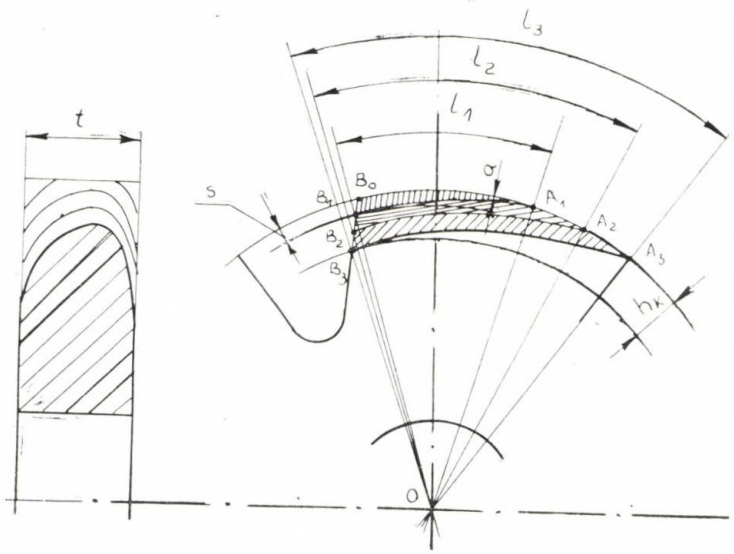


Fig. 3 Dintele detalonat și schema de divizare a adaosului de prelucrare cînd adîncimea de detalonare este mare.

treceri (la scule cu adîncimi de detalonare de valori mari), lungimea arcului va crește treptat, ceea ce va face ca timpul (perioada) de existență a forței de așchiere să fie din ce în ce mai mare. Trebuie remarcată, în același sens, variația crescătoare a grosimii așchiei a.

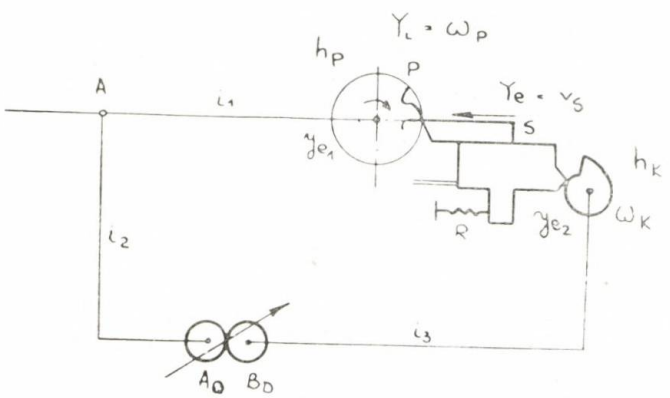


Fig. 4 Schema structurală a lanțului cinematic de detalonare.

În lucrarea [3] este indicată expresia raportului real de transfer sub următoarea formă :

$$i_{RD} = i_{TD} \pi_j \frac{1 \pm \dfrac{e_{j_1}}{R_{bj_1}} \cos i_1 \ldots i_{j-1} \theta_P}{1 \pm \dfrac{e_{j_2}}{R_{bj_2}} \cos i_1 \ldots i_j \theta_P} \qquad (3)$$

în care :

i_{TD} — raportul teoretic de transfer al lanțului ;

e_{j_1}, e_{j_2} — excentricitățile roților dințate care compun angrenajele lanțului cinematic ;

R_{bj_1}, R_{bj_2} — elementele geometrice ale roților dințate ;

θ_P — unghiul de rotație al piesei.

În expresia (3) se are în vedere numai eroarea de excentricitate, sau o excentricitate echivalentă, dacă erorile elementelor componente (roților dințate) pot fi asimilate cu o astfel de mărime.

Mărimea de ieșire din lanțul cinematic de detalonare — viteza de deplasare rectilinie a saniei portcuțit ;

$$v_S = \omega_K h_K, \tag{4}$$

ține cont de viteza unghiulară a camei ω_K și de supraînălțarea acesteia h_K În relația (4) viteza unghiulară a camei poate fi exprimată în funcție de viteza unghiulară a piesei și de raportul real de transfer :

$$\omega_K = \omega_P i_{RD} \neq \text{ct.} \tag{5}$$

Deci viteza de deplasare a saniei :

$$v_S = \omega_P i_{RD} h_K \neq \text{ct.} \tag{6}$$

rezultă variabilă datorită raportului real de transfer, chiar dacă s-ar considera viteza unghiulară a piesei ω_P constantă.

Ca urmare a acestei observații, sania portcuțit va avea o mișcare accelerată, caracterizată printr-o accelerație :

$$a = \frac{dv_S}{dt} = \omega_P h_K \frac{q i_{RD}}{dt} \tag{7}$$

care va conduce la apariția unei forțe de inerție de forma :

$$F_i = m_S a = m_S \omega_P h_K \frac{di_{RD}}{dt} \neq \text{ct.} \tag{8}$$

În cazul general cînd și $\omega_P \neq$ ct. expresia forței de inerție devine :

$$F_i = m_S h_K i_{RD} \frac{d\omega_P}{dt} + \omega_P \frac{di_{RD}}{dt} \neq \text{ct.} \tag{9}$$

Cu ajutorul acestor relații poate fi pusă în evidență, din punct de vedere calitativ și cantitativ, influența impreciziei cinematice a lanțului cinematic de detalonare asupra sistemului dinamic al mașinii-unelte (cu m_S a fost notată masa ansamblului format din sania transversală și suportul portcuțit ; mărimea sa crește corespunzător în cazul detalonării prin rectificare).

Impreciziile lanțului cinematic de detalonare se vor face simțite și în perioada tranzitorie de retragere a saniei amplificînd forțele de inerție specifice acesteia.

În fine precizia dinamică este perturbată și de autovibrații : vibrații neamortizate, datorate unor factori excitatori care nu au o variație periodică.

Dintre autovibrațiile care pot influența sistemul dinamic al lanțului cinematic de detalonare remarcăm cele apărute în procesul de așchiere ca urmare a interdependenței dintre mărimea forței de așchiere și deplasarea relativă dintre sculă și piesă, cît și cele apărute în procesele de frecare, prin caracterul dependenței dintre forța de frecare și viteza de alunecare din cuplele cinematice ale lanțului.

Cunoașterea factorilor care influențează precizia dinamică a lanțului cinematic de detalonare permite punerea în valoare și studierea sistemului său dinamic, parte componentă a sistemului mașină-unealtă, sculă, dispozitiv, piesă.

Pot fi puse astfel bazele unui studiu amănunțit, din punct de vedere dinamic, al lanțului cinematic de detalonare, în care este luată în considerare, printre altele, și precizia sa cinematică prin folosirea raportului real de transfer.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E., Moraru, V., Minciu, C., Ispas, C.* : Mașini-unelte — organologia și precizia mașinilor-unelte, ed. 2, vol. II, Editura tehnică, București, 1979, p. 721—795.

[2] *Kudinov, V. A.* : Dinamica mașinilor-unelte (traducere din limba rusă). Editura tehnică, București, 1970, p. 309—329.

[3] *Aurite, T.* : Contribuții la îmbunătățirea preciziei detalonării radiale rezumatul tezei de doctorat). Institutul Politehnic București, 1978, p. 8—11.

[4] *Klebanov, M. K.* : Perehodnîie proțesî v privode zatîlovocinovo suporta. In „Stankii i instrument", nr. 1/1969, p. 16.

[5] *Rabkin, A. L., Revinski, E. V., Sulikin, K. I., Stepanov, V. I.* : Zatîlovocinîi stanok s ghidrovliceskim slediascim privodom zatîlovania. In „Stankii i instrument", nr. 12/1972, p. 15.

CZ : 621.824

Calculul dinamic al arborilor principali cu două și trei lagăre

Conf. dr. ing. Ion **GHEGHEA**, asist. ing. Adrian **GHIONEA** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Arborele principal constituie unul din elementele de bază ce compun mașina-unealtă, de comportarea sa statică și dinamică depinzînd în mare măsură precizia mașinii. Comportarea statică a arborelui principal a fost analizată într-un număr mare de lucrări, care dau suficiente indicații privind proiectarea optimă din acest punct de vedere.

Referitor la comportarea dinamică a ansamblului arbore-lagăr, în literatura de specialitate se întîlnesc un număr relativ mic de lucrări, iar cercetările efectuate tratează numai parțial diferitele aspecte ale problemei.

Astfel, în [1, 2, 8] se consideră că asupra arborelui principal acționează numai forța de așchiere, fără a lua în considerare și forța introdusă de sistemul de antrenare al arborelui. În realitate și această forță, care în unele cazuri ajunge la valori apreciabile, influențează comportarea dinamică a ansamblului arbore-lagăre.

Lucrarea [3] consideră că forța de antrenare este amplasată în stînga lagărului din spate, situație ce se întîlnește numai la unele mașini-unelte.

În lucrarea de față se consideră că asupra arborelui acționează forța de așchiere cît și forța de antrenare, aceasta fiind situată între lagărele arborelui.

Notații

F_2 — amplitudinea forței din angrenajul de antrenare a arborelui în direcția forței f_5;
F_5 — amplitudinea forței de așchiere;
$j, j-1$ — poziții de calcul;
f_j — forța armonică în poziția j;
M_j — masa concentrată în poziția j;
J_j — momentul de inerție al masei concentrate în poziția j;
k_j, c_j — coeficientul de rigiditate și respectiv de amortizare al elementului din poziția j;
E — modulul de elasticitate;
G — modulul de elasticitate transversal;
A — secțiunea transversală a arborelui;
μ — masa pe unitate de lungime;
i_z — raza de inerție a secțiunii transversale a arborelui;
J_z — momentul de inerție al secțiunii transversale a arborelui;
r — raza cercului de divizare al roții de antrenare;
ω — pulsație;
$\mathbf{Z}_j$ — vectorul de stare în poziția j;
$\mathbf{T}_j$ — matricea de transfer în poziția j;
$\mathbf{P}_j$ — matricea de transfer într-un punct cu masă, rigiditate și amortizare concentrată;
$\mathbf{F}_j$ — matrice de transfer pe o porțiune elastică de lungime l;
w_j, φ_j — amplitudinea deplasării respectiv a unghiului de încovoiere în porțiunea j;
b — distanța între lagăre;
$l_1 \ldots l_5$ — lungimile treptelor de diametru constant ale arborelui;
$d_1 \ldots d_5$ — diametrele treptelor arborelui;
a — raportul F_2/F_5.

Stabilirea relațiilor și organigramei de calcul

Determinarea pulsației de rezonanță și a amplitudinii de oscilație a capătului din față al arborelui principal, rezemat pe două sau trei lagăre, se face pe baza metodei matricei de transfer [4, 5, 6].

Se consideră arborele principal reprezentat în figura 1 rezemat pe lagărele **I, II, III** avînd coeficienții de rigiditate k_I, k_{II}, k_{III} și coeficienții de amortizare c_I, c_{II}, c_{III}. Pe arbore, care este compus din porțiuni de diametru constant, se află două mase concentrate M_2 și M_5 reprezentînd masa roții de antrenare și masa piesei și a dispozitivului de prindere.

Asupra arborelui acționează forțele armonice f_2 și f_5, datorate sistemului de antrenare respectiv procesului de așchiere.

Metoda matricei de transfer constă în determinarea vectorului în stare $\mathbf{Z}$ într-o poziție j, în funcție de același parametru în poziția j-1, prin intermediul matricei de transfer $\mathbf{T}_j$

Astfel se poate scrie:

$$\mathbf{Z}_j = \mathbf{T}_j \mathbf{Z}_{j-1}, \qquad (1)$$

în care:

$$T_j = P_j F_j$$

Matricele $\mathbf{P}_j$ și $\mathbf{F}_j$ au forma:

$$\mathbf{P}_j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -J\omega^2 & 1 & 0 \\ M\omega^2 - k - c\omega i & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$F_j = \begin{bmatrix} C_0 - \sigma C_2 & l[C_1 - (\sigma+\tau)C_3] & \frac{l^2C^2}{EJ_z} C_4 \\ \frac{B^4}{l} C_3 & C_0 - \tau C_2 & \frac{l(C_1 - \tau C_3 1)}{EJ_z} \frac{l^2}{EJ_z} C_2 \\ \beta^4 \frac{EJ_z}{l^2} C_2 & C_5 & C_0 - \tau C_2 l[C_1 - (\sigma+\tau) C_3] \\ \beta^4 \frac{EJ_z}{l^3}(C_1 - \sigma C_3) & \beta^4 \frac{EJ_z}{l^2} C_2 & \frac{\beta^4}{l} C_3 \; C_0 - \sigma C_2 \end{bmatrix}_j$$

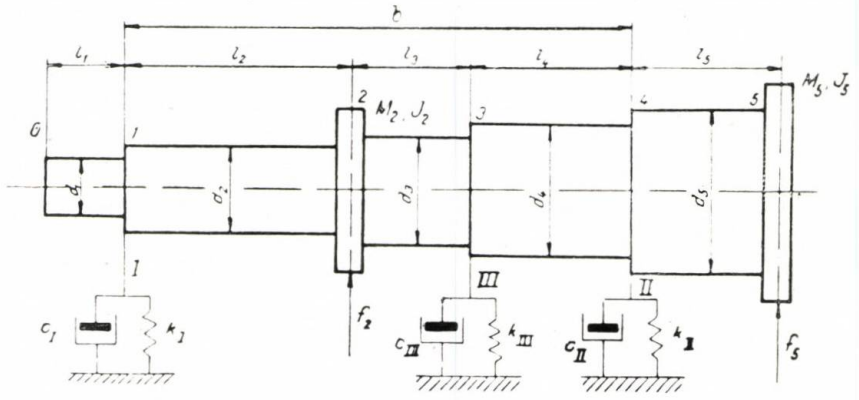


Fig. 1 Reprezentarea schematică a ansamblului arbore principal-lagăre.

$$C_0 = \Lambda(\lambda_2^2 \cos \hbar\lambda_1 + \lambda_1^2 \cos \lambda_2);$$

$$C_1 = \Lambda\left(\frac{\lambda_2^2}{\lambda_1} \sin \hbar\lambda_1 = \frac{\lambda_1^2}{\lambda_2} \sin \lambda_2\right);$$

$$C_2 = \Lambda(\cos \hbar\lambda_1 - \cos \lambda_2);$$

$$C_3 = \Lambda\left(\frac{\sin \hbar\lambda_1}{\lambda_1} - \frac{\sin \lambda_2}{\lambda_2}\right);$$

$$C_4 = \frac{l^3}{\beta^4 EJ_z}[-\sigma C_1 + (\beta^4 + \sigma^2)C_3]$$

$$C_5 = \frac{EJ_z}{l}[-\tau C_1 + (\beta^4 + \tau^2) C_2]$$

$$\lambda_{1,2} = \sqrt{\sqrt{\beta^4 + \frac{1}{4}(\sigma - \tau)^2} \mp \frac{1}{2}(\sigma + \tau)}$$

$$\Lambda = \frac{1}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2}; \quad \sigma = \frac{\mu\omega^2}{GA} l^2;$$

$$\tau = \frac{\mu i_z^2 \omega^2 l^2}{EJ_z}; \quad \beta^4 = \frac{\mu\omega^2 l^4}{EJ_z}$$

Matricea de tip $\mathbf{P}_j$ intervine în calculul matricei de transfer $\mathbf{T}_j$ numai în punctele în care sînt mase, elemente elastice sau amortizoare concentrate. Cînd în punctul dat există numai o parte din aceste elemente, termenii literari ai matricei $\mathbf{P}_j$ se simplifică în mod corespunzător.

Scriind succesiv relația (1) din punctul extrem stînga notat cu 0 (fig. 1) pînă în punctul 5 se obține :

$$\mathbf{Z}_5 = \mathbf{T}_5 \mathbf{T}_4 \mathbf{T}_3 \mathbf{T}_2 \mathbf{T}_1 \mathbf{T}_0 \mathbf{Z}_0 + \mathbf{T}_5 \mathbf{T}_4 \mathbf{T}_3 \mathbf{D}_2 - \mathbf{D}_5 \tag{2}$$

în care :

$$\mathbf{Z}_0 = \begin{bmatrix} -w_0 \\ \varphi_0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{D}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_2 \end{bmatrix} \text{ și } \mathbf{D}_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_5 \end{bmatrix}$$

Efectuînd în (2) produsul matricelor de transfer rezultă :

$$\mathbf{Z}_5 = \mathbf{A}\mathbf{Z}_0 + \mathbf{B}\mathbf{D}_0 - \mathbf{D}_5 \tag{3}$$

unde :

$$\mathbf{A} = \mathbf{T}_5 \mathbf{T}_4 \mathbf{T}_3 \mathbf{T}_2 \mathbf{T}_1 \mathbf{T}_0 \mathbf{Z}_0 \mathbf{B} + \mathbf{T}_5 \mathbf{T}_4 \mathbf{T}_3$$

În punctul 5, în dreptul forței f_5, vectorul de stare are expresia :

$$\mathbf{Z}_5 = \begin{bmatrix} -w_5 \\ \varphi_5 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Din relația (3) se reţin ultimele două ecuaţii care permit determinarea mărimilor w_0 şi φ_0 ale arborelui în punctul 0. Astfel cele două ecuaţii pot fi scrise compact sub forma :

$$\mathbf{C}_P = \mathbf{E} \tag{4}$$

de unde : $\mathbf{p} = \mathbf{C}^{-1}\ \mathbf{E}$ (4')

în care s-a notat :

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} -w_0 \\ \varphi_0 \end{bmatrix} ; \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} A_{31} & A_{32} \\ A_{41} & A_{42} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} -B_{34} F_2 \\ F_4 - B_{44} F_2 \end{bmatrix}$$

Înlocuind $\mathbf{C}^{-1} = \mathbf{G}$, relaţia (4') devine :

$$\mathbf{p} = \mathbf{GE}$$

din care se obţin :

(5)

$$-w_0 = -G_{11} B_{34} F_2 + G_{12} F_5 - B_{12} B_{44} F_2 \tag{5'}$$

$$\varphi_0 = -G_{21} B_{34} F_2 + G_{22} F_5 - G_{22} B_{44} F_2$$

Înlocuind relaţiile (5) şi (5') în (3) şi considerînd că $F_2 = aF_5$, din prima ecuaţie a relaţiei (3) se obţine expresia ce dă elasticitatea ansamblului arbore principal-lagăre, de forma :

$$\frac{w_5}{F_5} = (B_{44}\, a - 1)\,(A_{11}\, G_{12} + A_{12}\, G_{12}) +$$

$$B_{34}\, a(A_{11}\, G_{11} + A_{12}\, G_{21}) - B_{14}\, a \tag{6}$$

Întrucît termenii matricelor P_j sînt numere complexe iar matricele A şi B se obţin din înmulţirea matricelor T_j, rezultă că şi $\frac{w_5}{F_5}$ are formă complexă :

$$\frac{w_5}{F_5} = RE\left(\frac{w_5}{F_5}\right) + IM\left(\frac{w_5}{F_6}\right), \tag{7}$$

iar :

$$\left|\frac{w_5}{F_5}\right| = \sqrt{\left[RE\left(\frac{w_5}{F_5}\right)\right]^2 + \left[IM\left(\frac{w_5}{F_5}\right)\right]^2} \tag{8}$$

Deoarece elasticitatea ansamblului arbore-lagăre $\left|\frac{w_5}{F_5}\right|$ depinde de pulsaţie, aceasta va avea valoarea maximă la rezonanţă.

Pentru a determina influenţa poziţiei f_2 şi a lagărului intermediar **III** asupra comportării dinamice a arborelui s-a aflat elasticitatea la pulsaţia de rezonanţă pentru diferite poziţii ale acestora în lungul arborelui.

Calculele s-au efectuat pe calculatorul electronic **Felix C-256** folosind un program de calcul întocmit pe baza organigramei din figura 2.

Domeniul ω_{i-1}, ω_{i+1} (fig. 2 b) în care se află pulsaţia de rezonanţă rezultă din comparaţia segmentelor ρ_i cu ρ_{i+1}, atunci cînd $\rho_{i+1} < \rho_i$. Pulsaţia variază cu un pas constant $\Delta\omega = 31{,}4_8\ s^{-1}$. Determinarea precisă a pulsaţiei de rezonanţă şi a elasticităţii maxime, în domeniul determinat, se efectuează prin calcule repetate, considerînd $\Delta'\omega = 1{,}57\ s^{-1}$.

Calcule şi rezultate

Pentru studiu se consideră un arbore în trepte de lungime constantă aşezat pe două, respectiv pe trei lagăre (v. fig. 1). Reprezentarea schematică a arborelui cu două lagăre rezultă din figura 1 fără a lua în considerare lagărul **III**, caz în care $d_3 = d_4$.

Se consideră, pentru calculul arborelui cu două lagăre, următorii parametri constructivi : $d_1 = 40$ mm ; $d_2 = 50$ mm ; $d_3 = d_4 = 65$ mm; $d_5 = 75$ mm ; $k_I = 32{,}6 \times 10^3$ daN/mm; $k_{II} = 42{,}8 \times 10^3$ daN/mm, $c_1 = c_{II} = 1{,}3 \times 10^3$ daN.s/mm ; $M_2 = 76 \times 10^{-5}$ daN.s^2/mm ; $M_5 = 25 \times 10^{-4}$ daN.s^2/mm ; $J_2 = 190$ daN.s^2.mm ; $J_5 = 637$ daN.s^2.mm ; $F_2/F_5 = 1$, $l_5 = 126$ mm.

Prin deplasarea poziţiei roţii de antrenare, reprezentată prin masa M_2, între cele două lagăre se determină că prima frecvenţă de rezonanţă variază după curba dată în figura 3. Scăderea continuă a frecvenţei de rezonanţă se datoreşte micşorării masei arborelui ca urmare a lungirii porţiunii de $d_2 = 50$ mm, şi a scurtării porţiunii de $d_4 = 65$ mm, pentru o rigiditate constantă a lagărelor.

Variaţia $|w_5/F_5|$ la frecvenţa de rezonanţă, funcţie de poziţia forţei F_2 în lungul arborelui este dată în figura 4. Se observă o scădere continuă a elasticităţii, prin deplasarea pe arbore, a forţei F_2 corespunzător lui $l_2 = 63 \div 460$ mm. Pentru $l_2 = 460$ mm a rezultat $\left|\frac{w_5}{F_5}\right| = 0{,}90$ μm/daN, valoare ce reprezintă minimul elasticităţii, deci un maxim al rigidităţii ansamblului arbore-lagăre.

În figura 5 sînt prezentate caracteristicile amplitudinii — fază, în jurul frecvenţei de rezonanţă, pentru trei poziţii ale forţei de antrenare. Pentru $l_2 > 460$ mm se constată o creştere a mărimii elasticităţii ansamblului arbore-lagăre cît şi o micşorare a frecvenţei de rezonanţă.

Arborele cu trei lagăre are aceleași caracteristici ca la cel studiat mai sus considerînd și lagărul intermediar **III** cu $c_{III} = c_I$ și $k_{III} = k_I$ așezat între lagărele **I** și **II** (figura 1).

Variind poziția forței f_2 între lagărele **I** și **II**, menținînd constantă poziția lagărului **II**, se obțin curbele de variație a elasticității

Studiind alura curbei 1 se vede că arborele cu trei lagăre, cu lagărul **III** așezat în apropierea lui **II**, se comportă foarte asemănător cu arborele avînd două lagăre. Deosebirea constă în faptul că minimul elasticității are valoarea cu puțin mai mică, aceasta situîndu-se la $l_2 = 380$ mm. Amplasarea forței f_2 în apropierea lagărului **I** sau **II** face ca

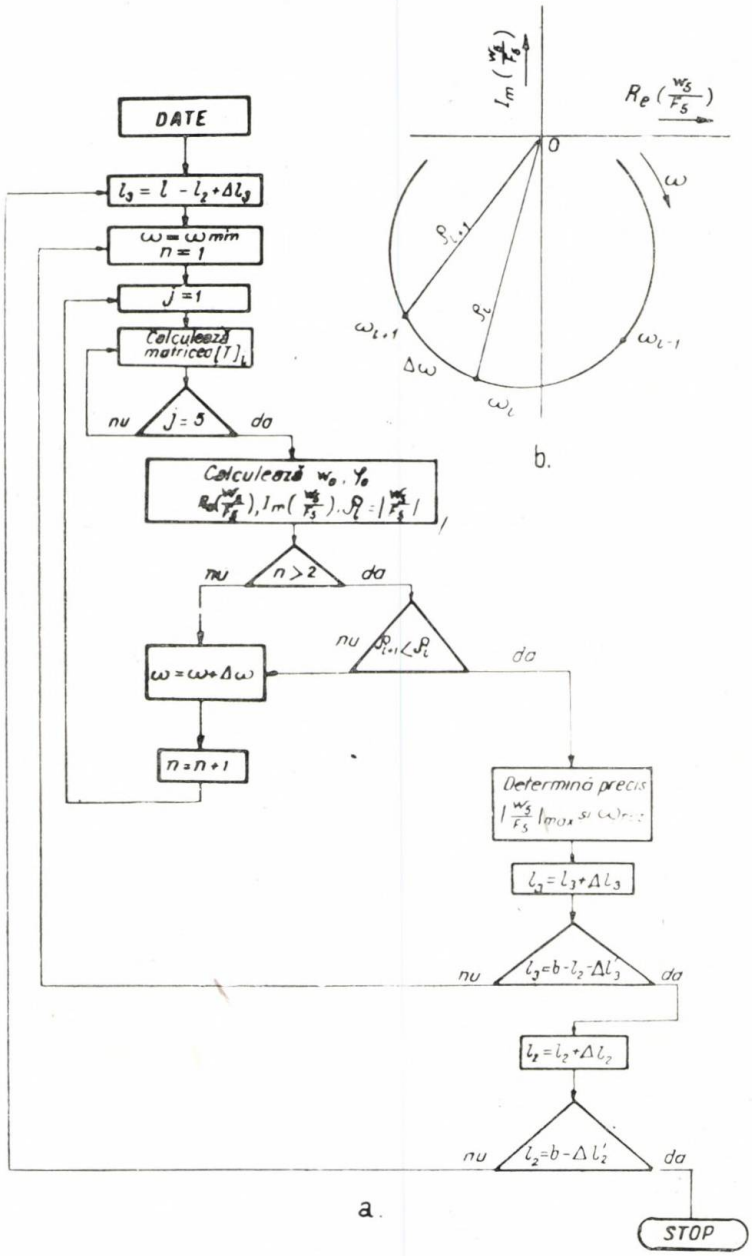


Fig. 2 Organigrama de calcul (a) și modul de determinare al domeniului în care se află pulsația de rezonanță (b).

ansamblului arbore-lagăre, prezentate în figura 6. Curbele 1, 2 și 3 din figură corespund la următoarele valori pentru l_4 și anume 63; 693 respectiv 441 mm.

arborele să se comporte mai slab din punct de vedere dinamic. Prin amplasarea lagărului **III** în apropierea lui **I** (curba 2), minimul elasticității corespunde tot la $l_2 = 380$ mm,

însă are o valoare de 2,6 ori mai mare în comparație cu primul caz. Schimbarea poziției forței f_2 pe arbore între $l_2 = 126$ mm și $l_2 = 567$ mm duce la varierea elasticității cu mai puțin de 20%.

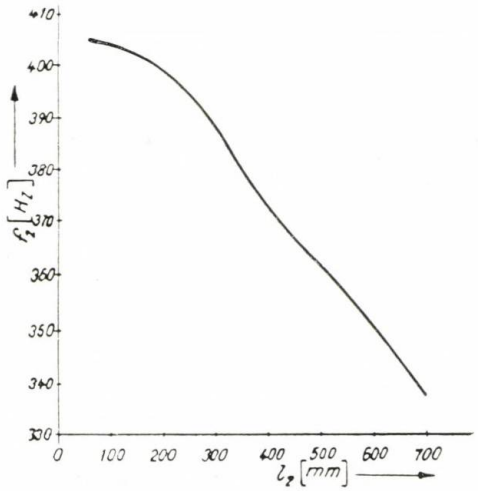


Fig. 3 Dependența frecvenței de rezonanță în funcție de poziția roții de antrenare, la arborele cu două lagăre.

În cazul cînd lagărul **III** se află la $l_4 = 441$ mm (curba 3), elasticitatea rămîne practic constantă la schimbarea poziției forței de antrenare între lagărul **I** și **III**, fiind aproximativ de trei ori mai mare decît cea minimă posibilă. Această amplasare a lagă-

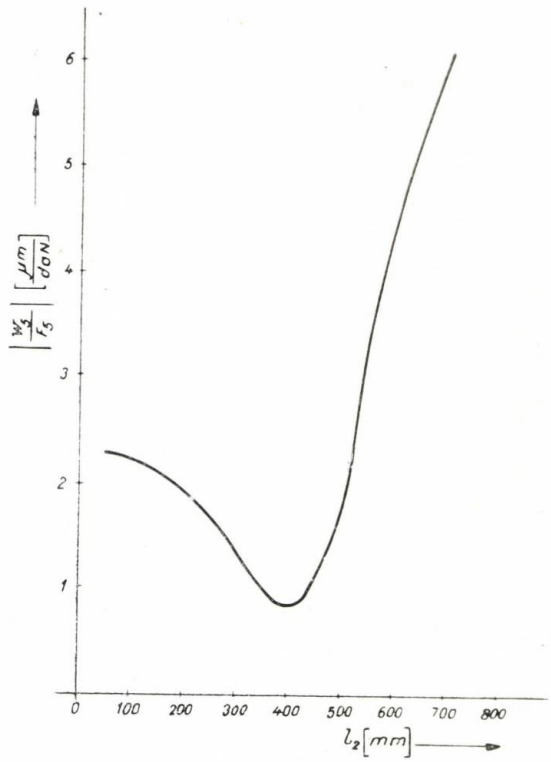


Fig. 4 Variația elasticității arborelui principal sprijinit pe două lagăre, funcție de poziția forței de antrenare.

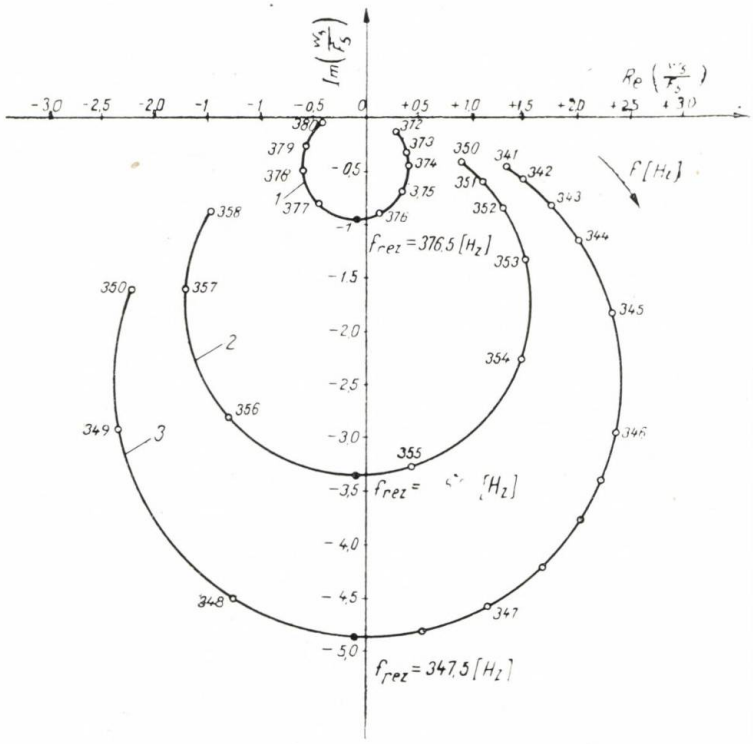


Fig. 5 Diagrame amplitudine — fază pentru arborele cu două lagăre:
1 — $l_2 = 378$ mm ; 2 — $l_2 = 630$ mm ; 3 — $l_2 = 693$ mm.

rului **III** prezintă însă avantajul unei insensibilități a rigidității ansamblului arbore-lagăre față de poziția forței de antrenare între lagărele **I** și **III**.

Aceeași concluzie este exprimată și în lucrarea [8], care indică această poziție ca fiind optimă.

Arborii principali studiați, fiind rezemați pe lagăre nu prea rigide, posedă la prima frecvență de rezonanță oscilații de legănare.

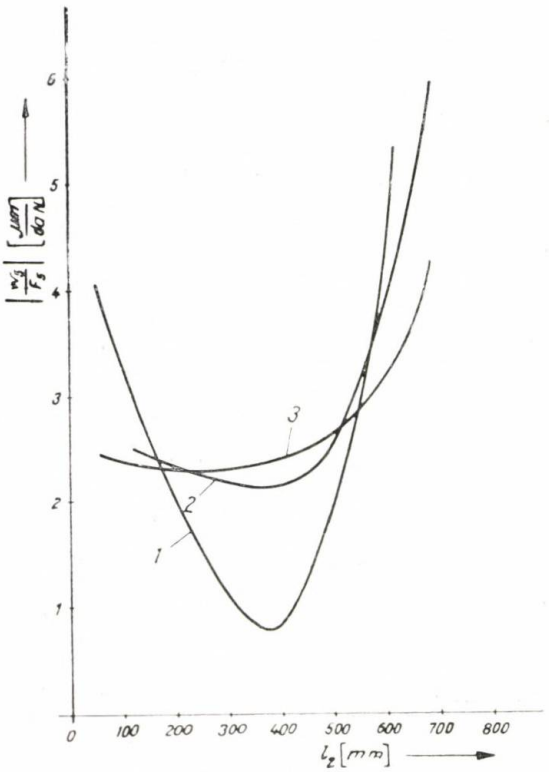


Fig. 6 Variația elasticității arborelui principal sprijinit pe trei lagăre, funcție de poziția forței de antrenare :
1 — $l_4 = 63$ mm, 2 — $l_4 = 693$ mm, 3 — $l_4 = 441$ mm.

În această situație, arborele rămîne aproape rectiliniu, deformîndu-se doar lagărele.

În cazul cînd forța f_2 acționează în apropierea lagărului **I** arborele posedă primul mod de vibrații, cînd toate lagărele se deformează în același sens (figura 7 a). Pe măsură ce forța f_2 se deplasează spre $l_2 = 380$ mm (curbele 1 și 2, figura 6), deformarea tuturor lagărelor scade. Pentru $l_2 > 380$ mm arborele începe să vibreze în alt mod (figura 7 b), lagărele **I** și **II** deformîndu-se în sensuri diferite.

Lagărul **III** se va deforma în același sens cu **I** sau **II** depinzînd de poziția forței f_2. Astfel pe măsură ce forța f_2 se deplasează spre lagărul **II** se mărește elasticitatea ansamblului arbore-lagăre, datorită faptului că lagărele **II** și **I** se deformează în sensuri diferite cu săgeți din ce în ce mai mari. Acest lucru ar reeși și din caracteristicile amplitudine — fază trasate pentru punctele 0 și 5.

Pe baza metodicii prezentate se poate continua studiul comportării dinamice a ar-

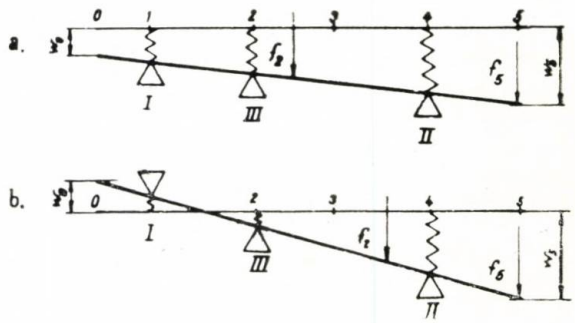


Fig. 7 Modurile de vibrație ale ansamblului arbore principal-lagăre.

borilor cu două sau trei lagăre pentru diferite caracteristici constructive ale acestora.

În acest fel se pot stabili situațiile de optim privind poziția forței de antrenare și a lagărului intermediar, precum și a distanței între lagăre. Se vor putea astfel desprinde recomandări cu privire la situațiile care reclamă introducerea celui de al treilea lagăr.

Concluzii

În lucrare se determină, prin calcul, comportarea dinamică a arborelui principal lagăruit pe două sau trei lagăre, utilizînd metoda matricei de transfer.

Metoda permite un studiu amănunțit al influenței diferiților parametri ai ansamblului arbore-lagăre asupra comportării sale dinamice. La stabilirea soluției optime, calculele se fac funcție de dimensiunile arborelui, de rigiditatea și amortizarea rulmenților, de numărul lagărelor și distanța între ele, de mărimea forțelor ce acționează asupra arborelui etc.

Cu relațiile și organigrama de calcul, prezentate în lucrare, s-au efectuat calcule și s-au trasat curbele de variație a elasticității și frecvenței de rezonanță pentru un ansamblu arbore-lagăre cu anumite caracteristici constructive.

Din graficele prezentate se constată modul în care variază elasticitatea ansamblului arbore-lagăre, în funcție de poziția forței de antrenare și de poziția celui de al treilea lagăr.

BIBLIOGRAFIE

[1] *El-Sayed, Rabal, H.:* Dinamic Behaviour of Machine Tool Spindles Mounted in Three Bearings. In „Mach. and Prod. Eng.," 1974, 124, Nr. 3193, pag. 139—144.

[2] *Chomjakow, W. S., Klepzig, W.:* Dinamisch optimale Lagerabstand zweifach gelagerter Arbeitsspindeln von Werkzeugmaschinen. In „Maschinenbautechnik" 27, 1978, Nr. 4, S. 161—164.

[3] *Homiacov, V. S., Minaʼean, A. N.:* Rasciot dinamiceschih haracteristic spindelinih uzlov stankov. In „Stanki i Instrument", 1976, Nr. 3, p. 5—7.

[4] *Festel, E., Lechie, F.:* Matrix Methods in Elasto-mechanics. Mc. Graw-Hill Book Company, INC 1963.

[5] *Gheghea, I., Ghionea, A.:* Calculul caracteristicii amplitudine — fază pentru arborii principali ai maşinilor-unelte. In „Cea de-a II Conferinţă Naţională de maşini-unelte", Bucureşti, 1976.

[6] *Gheghea, I., Ghionea, A.:* Contribuţii la studiul comportării dinamice a arborilor principali ai maşinilor-unelte. In „Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti", Seria Mecanică, Tomul XL, 1978, Nr. 2, p. 87.

[7] *Radeş, M.:* Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice. Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1979.

[8] *Zdenkovic, R.:* Szerszamgépek foorsóinak meghatározása uj merevségi szemlét alapjan, vonatkoztatott merevség. Zzerszâmgepipari Kongresszus. G.T.E. Budapest, 1968, p. 127—136.

CZ : 621.823.4

Cercetări experimentale asupra vibraţiilor la maşinile de rectificat cilindric exterior

Dr. ing. Constantin **ISPAS** — Institutul Politehnic — Bucureşti

Rectificarea este unul dintre cele mai complexe procese de aşchiere datorită faptului că scula — corp de rotaţie — posedă un număr mare de tăişuri, a căror dispunere şi capacitate de aşchiere sînt aleatorii. Prin rectificare se îndepărtează cu frecvenţă mare aşchii de dimensiuni foarte mici, ceea ce ar permite generarea unor suprafeţe foarte netede, cu înaltă precizie dimensională şi de formă.

Fenomenele dinamice, care însoţesc acest procedeu de prelucrare, pot provoca deplasări comparabile cu dimensiunile aşchiilor detaşate. În acest fel, fenomenele dinamice capătă importanţă primară în cadrul factorilor ce influenţează parametrii calitativi ai suprafeţei generate prin rectificare.

Fenomenele dinamice la rectificare se produc în condiţiile prezenţei unor factori excitatori (forţe de aşchiere, de frecare, de inerţie, momente torsionale etc.) de intensitate mică, ceea ce face ca neliniarităţile să aibă o influenţă considerabilă asupra legităţilor de variaţie a deformaţiilor, vibraţiilor. De aceea, desfăşurarea fenomenelor devine imprevizibilă şi ipotezele teoretice trebuie să fie confirmate experimental.

În cazul maşinilor de rectificat, corelaţia dintre cercetarea teoretică şi experimentală este condiţionată şi de complexitatea fenomenelor dinamice, de marea diversitate a condiţiilor de desfăşurare, de precizia necesară în cercetare, de caracterul intim şi interdependent al fenomenelor dinamice.

De cîţiva ani, studiul teoretic şi experimental al fenomenelor dinamice, care apar în funcţionarea maşinilor de rectificat, se află în atenţia tuturor centrelor de cercetare a maşinilor-unelte din lume, deoarece rectificarea capătă o pondere din ce în ce mai mare la prelucrarea prin aşchiere în majoritatea uzinelor constructoare de maşini [1]. Dar, cu toate că volumul cercetărilor privind fenomenele dinamice ale maşinilor de rectificat a devenit impresionant, nu s-au stabilit încă puncte unitare de vedere asupra problemelor generale, există o serie de contradicţii în aprecierea şi determinarea stabilităţii sistemului dinamic al maşinilor de rectificat, asupra caracterului vibraţiilor şi naturii lor, asupra mecanismului de transpunere a vibraţiilor pe suprafaţa generată etc.

Lucrarea de faţă prezintă cercetările experimentale efectuate cu scopul determinării celor mai puternici excitatori care însoţesc funcţionarea maşinilor de rectificat cilindric exterior şi al stabilirii caracterului vibraţiilor de rectificare. Cercetările au fost efectuate pe o maşină de rectificat cilindric exterior, urmărindu-se vibraţiile capătului în consolă al arborelui principal.

În scopul diminuării volumului cercetărilor, şi pentru a facilita analiza rezultatelor obţinute, s-a considerat cazul în care piesa execută numai mişcarea de avans circular. Situaţia corespunde operaţiei de rectificare a unei piese a cărei lungime este mai mică decît lăţimea pietrei de rectificat. În acest fel, influenţa acţiunii şocurilor de la capetele de cursă ale mesei, şi a ridicării pe ghidaje a acesteia asupra sistemului elastic parţial al sculei devine nulă.

Pentru a stabili frecvenţele principalilor excitatori ca şi valoarea medie pătratică a amplitudinii vibraţiilor transmise arborelui principal, deplasările acestuia au fost măsurate prin intermediul traductorilor inductivi, fără contact. Caracteristicile mai importante

ale traductorilor utilizați au fost următoarele: frecvența maximă de lucru — 5 KHz; rezistența — 24 Ω și inductanța — 5,5 mH.

Traductorii fiind conectați în schemă diferențială, cu un întrefier de 0,4 mm, au fost montați pe un suport, fixat de batiu. Schema de principiu a instalației de măsurare este prezentată în figura 1.

Drept amplificator pentru traductorii inductivi s-a folosit puntea tensometrică **K W S/T—5** a firmei Hottinger (R.F.G.). Ieșirea amplificatorului a fost conectată la analizorul de frecvență **2112** al firmei Bruel §

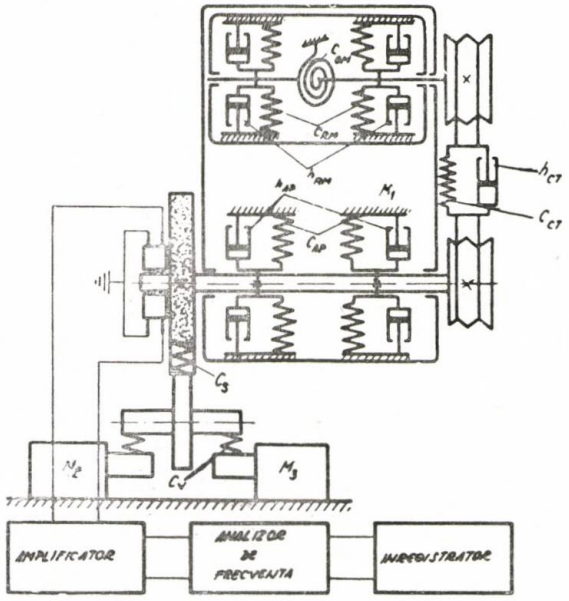


Fig. 1 Schema de principiu a instalației de măsurare.

Kjaer (Danemarca). Filtrele acestuia separă frecvențele: 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 ... 40.000 Hz, pe o lățime a benzii, care în cadrul experiențelor efectuate a fost de 1/3 octavă. La aparatele menționate mai sus s-a atașat înregistratorul **2305** aferent analizorului de frecvență respectiv.

La înregistrare, viteza peniței s-a stabilit, pentru o redare cît mai fidelă a vibrațiilor, la 125 mm/s, iar viteza de deplasare a hîrtiei a fost de 3 mm/s.

Prin conectarea treptată, separată și concomitentă în diverse combinații a elementelor care asigură funcționarea mașinii de rectificat, s-au urmărit frecvențele din spectrul de excitație transmis arborelui principal și intensitățile relative ale vibrațiilor acestuia.

Astfel, prin analiza de frecvență efectuată, se constată că sistemul de ungere al ghidajelor transmite arborelui principal vibrații forțate cu frecvențele 40, 50 și 63 Hz (figura 2).

Cea mai puternică componentă a spectrului de excitație al sistemului de ungere are frecvența de 63 Hz. Coeficientul de transmitere [2] al acestei componente este

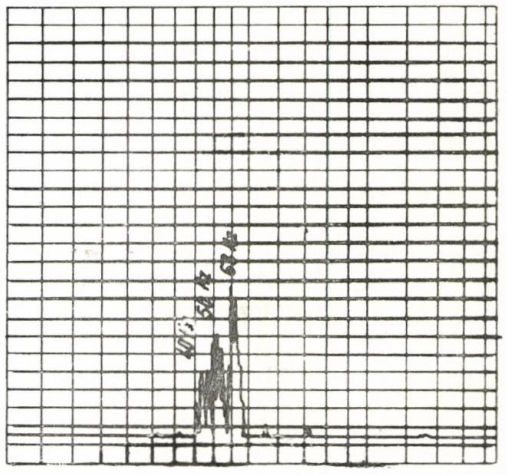


Fig. 2 Vibrațiile create de sistemul de ungere.

apreciabil. Cele trei componente ale spectrului menționat sînt în unghi mare de defazaj, deoarece intensitatea totală a excitației este mai mică decît intensitatea vibrațiilor componente. Amplitudinea vibrațiilor transmise de către sistemul de ungere este atît de mică încît poate fi neglijată.

Evident, motorul arborelui principal și curelele constituie excitatori puternici și analiza lor se impune a fi menționată. Spre exemplu, în spectrul excitațiilor transmise arborelui principal prin carcasa păpușii portpiatră (curelele sînt demontate) de către motorul electric de acționare, se disting cu ușu-

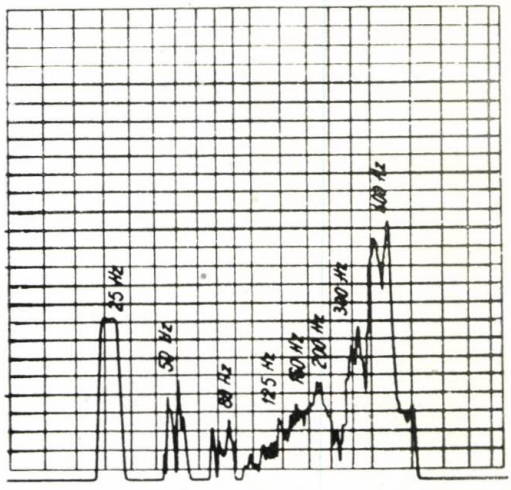


Fig. 3 Vibrațiile provocate de către motorul electric.

rință componentele cu frecvențele de 25, 50, 200, 300 și 400 Hz, intensitatea cea mai puternică avînd-o componenta cu 400 Hz (fig. 3).

Componenta de 25 Hz corespunde frecvenței de rotație (24,1 Hz) a rotorului respectiv și prezența sa putea fi intuită. Cele menționate mai sus sînt în perfectă concordanță cu datele consemnate în literatura de specialitate [3].

Odată cu montarea unei curele trapezoidale, arborele principal rămînînd decuplat, în spectrul respectiv al excitațiilor (figura 4)

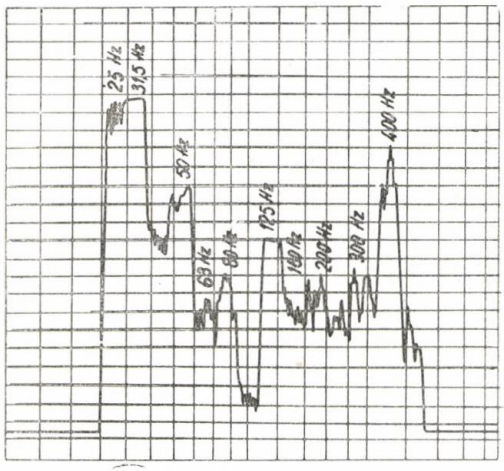


Fig. 4 Vibrațiile provocate de către motorul electric și curele.

apar cîteva componente noi. Vibrația cu 31,5 Hz reprezintă prima frecvență proprie a curelei, iar cea cu 63 Hz este cea de a doua frecvență proprie. Apare evident că intensitatea vibrației cu cea de a doua frecvență proprie este cu mult mai mică decît a primei vibrații.

De asemenea, comparînd graficele spectrelor prezentate în figura 3 și figura 4 se constată cu ușurință că intensitatea vibrațiilor cu frecvențe mai mici de 200 Hz, transmise de motor arborelui principal prin intermediul carcasei păpușii portpiatră apar amplificate de către cureaua trapezoidală. Acest lucru se poate explica prin mărirea coeficientului de transmitere a vibrațiilor, realizată de legătura cinematică dintre motor și arborele principal. Efectul consemnat este deosebit de nefavorabil, iar compoziția spectrului de excitație rezultat, după cum se va vedea, este definitorie pentru funcționarea mașinii de rectificat.

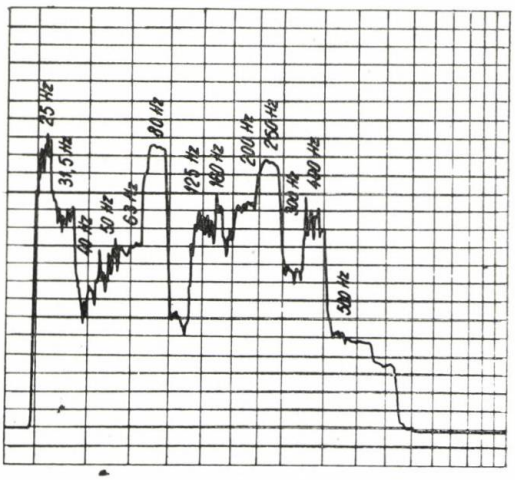


Fig. 5 Vibrațiile din lanțul cinematic principal.

În urma analizei de frecvență a excitațiilor din întregul lanț cinematic principal, rezultă că mișcarea de rotație a arborelui principal nu introduce componente noi, ci numai că vibrațiile cu frecvențe cuprinse între 50 și 300 Hz sînt amplificate (figura 5).

Componentele cu cea mai puternică amplificare au frecvențele de 80, 160 și 250 Hz. Acest lucru se datorește faptului că valorile respective sînt foarte apropiate primelor trei frecvențe proprii ale sistemului elastic. Concluzia se desprinde din studiul oscilogramelor de desfășurare în timp a vibrațiilor cu

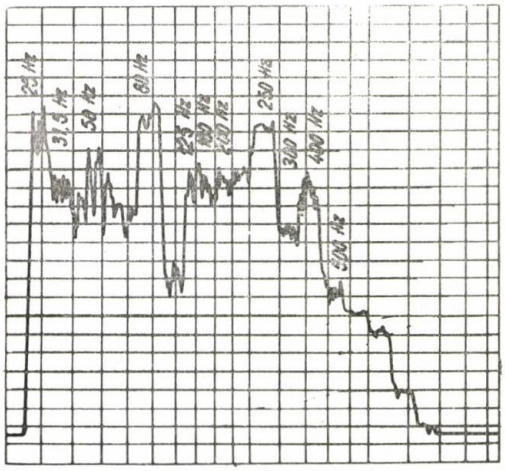


Fig. 6 Vibrațiile la funcționarea în gol a mașinii de rectificat.

frecvențele menționate, iar efectul apare ca o consecință a spectrului foarte dens al excitațiilor.

Spectrul excitațiilor obținute în condițiile funcționării în gol a tuturor elementelor din cadrul sistemelor elastice parțiale ale sculei și piesei (figura 6) are o compoziție identică cu cel din figura 5, intensitatea vibrațiilor menținîndu-se aproape la același nivel pentru întregul domeniu de frecvențe.

Prin compararea curbelor înregistrate în urma analizei de frecvențe rezultă că, **cei mai puternici excitatori ai mașinii de rectificat se află în lanțul cinematic principal, iar compoziția spectrului rezultant este determinată de vibrațiile motorului electric de ac-**

ționare a curelelor. De aceea, măsurile de atenuare a vibrațiilor la funcționarea în gol a mașinii de rectificat trebuie îndreptate în sensul îmbunătățirii caracteristicilor dinamice ale elementelor menționate mai sus. Acest lucru se impune cu atît mai mult cu cît în procesul de rectificare, desfășurat imediat după îndreptarea pietrei, cu diverse adîncimi de așchiere, spectrul vibrațiilor arborelui principal (fig. 7) este foarte apropiat celui prezentat anterior.

În acest fel, **devine evident că, în prima perioadă de desfășurare a vibrațiilor în procesul de rectificare, preponderente sînt vibrațiile ce însoțesc funcționarea mașinilor de rectificat.** După trecerea cîtorva minute de la începutul rectificării cu o piatră îndreptată, vibrațiile din zona primei frecvențe proprii

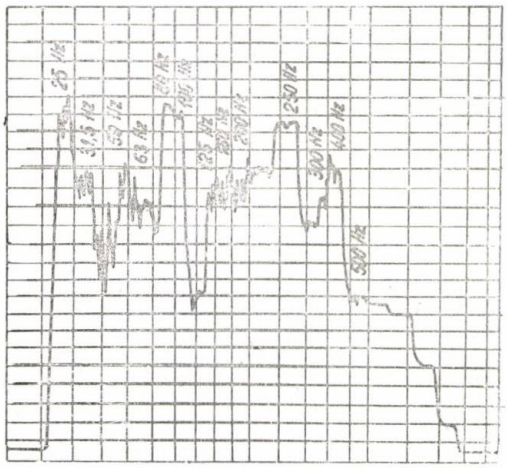


Fig. 7 Vibrațiile la rectificarea de pătrundere cu adîncimea de așchiere $t = 20$ μm.

a sistemului elastic (de obicei, 160 . . . 200 Hz) își măresc intensitatea pînă la nivelul care impune întreruperea procesului de așchiere. Acest lucru se datorește ondulațiilor de pe periferia pietrei de rectificat. Afirmația este demonstrată de practica tehnologică : în condițiile arătate se îndreaptă piatra de rectificat și procesul de așchiere poate fi reluat, vibrațiile avînd nivelul de la funcționarea în gol a mașinii.

Rezultatele cercetărilor experimentale prezentate în lucrarea de față pot fi utilizate în egală măsură de către proiectanții, executanții și utilizatorii mașinilor de rectificat. Proiectanții trebuie să aibă în vedere că această categorie de mașini-unelte are un spectru dens al excitațiilor, ce cuprinde domeniul de frecvențe — 1,5 . . . 530 Hz. Pentru a evita rezonanța, **la conceperea elementelor de bază ale mașinilor de rectificat (arborele principal, sistemul elastic parțial al sculei) trebuie urmărit a se obține frecvențe proprii de peste 600 Hz.** Diminuarea nivelului vibrațiilor se poate realiza prin prevederea în lanțurile cinematice a unor motoare echilibrate dinamic, a curelelor late în locul celor trapezoidale etc.

Executanții trebuie să selecteze cu grijă elementele ce le montează pe mașinile de rectificat. Astfel, motoarele, curelele, roțile de curea, lagărele etc. trebuie să fie acceptate numai în urma unor încercări preliminare din punct de vedere dinamic. **Calitatea execuției mașinilor de rectificat trebuie apreciată,** între altele, **și după nivelul vibrațiilor la funcționarea în gol.**

Utilizatorii mașinilor de rectificat trebuie să stabilească corect corelația dintre parametrii calitativi ai sculei supuse prelucrării, astfel încît perioada de preponderență a vibrațiilor forțate să fie cît mai mare. De asemenea, la rectificare, trebuie apreciat corect, pentru fiecare caz în parte, momentele la care vibrațiile datorate ondulațiilor de pe periferia pietrei de rectificat depășesc nivelul impus de calitatea suprafeței prelucrate.

Aplicarea măsurilor de îmbunătățire a comportării dinamice a mașinilor de rectificat indicate în lucrarea de față ar permite mărirea productivității, îmbunătățirea preciziei suprafeței prelucrate și reducerea cheltuielilor la operațiile de rectificare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Deacu, L., Pavel, G.:* Vibrații la mașinile-unelte. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1977, pag. 127.

[2] *Ispas, C.:* Cercetări teoretice și experimentale asupra fenomenelor de instabilitate dinamică la mașinile de rectificat (teză de doctorat). Institutul Politehnic București, 1973.

[3] *Pavlov, A. G.:* Snijenie vibrații sozdavaemîh electrodvigateliami v stankax. In : „Stanki i instrument", nr. 5, 1969.

CZ : 621.914

Studiul comportării dinamice a lanțului cinematic de rulare al mașinii de frezat roți dințate cu freză-melc

Asist. ing. Constantin **SANDU** — Institutul Politehnic — București

În utilizarea angrenajelor în construcția de mașini se pune un accent deosebit pe precizia de execuție corespunzătoare asigurării funcționării cu un nivel de zgomot admisibil sau cu o eroare cinematică admisibilă. Deoarece prelucrările de finisare a flancurilor dinților (rectificare, șeveruire) au o productivitate mică, este de dorit ca precizia de execuție prin prelucrarea primară (cu freza-melc, cu cuțit roată etc.), cît și tratamentul termic aplicat să permită încadrarea roții dințate într-o clasă de precizie cît mai bună. Precizia de execuție a roții dințate fiind influențată de vibrațiile lanțului cinematic de rulare, studiul comportării dinamice a lanțului cinematic de rulare la mașina de frezat roți dințate cu freza-melc, în timpul funcționării mașinii-unelte, prezintă un interes major.

Din punct de vedere al metodicii de încercare a lanțului cinematic se deosebesc următoarele metode :

a) cu excitator de vibrații torsional cu ajutorul căruia să fie introdusă o vibrație torsională de amplitudine constantă și de pulsație variabilă. Schema cinematică structurală a lanțului cinematic principal și de rulare și aparatura folosită sînt indicate în figura 1., ca un exemplu de utilizare a metodei la studiul comportării dinamice a mașinii de prelucrat roți dințate cu freza-melc. Pentru realizarea momentului perturbator de formă $m_0 \sin \omega t$, se montează excitatorul **4** pe axul principal al mașinii-unelte **1**, care primește energie de la generatorul de semnal cu amplificator încorporat **7**. Pentru ca amplitudinea să rămînă constantă, pe axul principal se montează traductorul de moment **4**, care — prin intermediul circuitului de măsurare a momentului **8** — acționează asupra amplificatorului din generatorul de semnal **7** printr-un semnal de reacție. Pentru determinarea comportării dinamice a lanțului cinematic se montează pe axul principal **1** traductorul **2**, iar pe masa mașinii **6** traductorul **5**. Prin intermediul aparatelor de măsură **9** și **10** și a filtrelor **11** și **12** se introduc vibrațiile măsurate cît și momentul măsurat de către traductorul **4** în aparatura de prelucrare și înregistrare a datelor **13**. Măsurarea comportării dinamice a lanțului cinematic cu ajutorul unui excitator torsional prezintă dificultăți din punct de vedere al execuției unui astfel de excitator cu calități dinamice corespunzătoare, dar — din punct de vedere al măsurării și al interpretării rezultatelor — ea este mai corectă decît alte metode. Din cauza dificultăților de construcție a excitatorului nu s-a putut aplica această metodă în încercările efectuate, apelînd la o a doua metodă, și anume :

b) cu vibrații forțate introduse prin schimbarea turației unui element ce produce în sistemul elastic o forță cu legea de variație

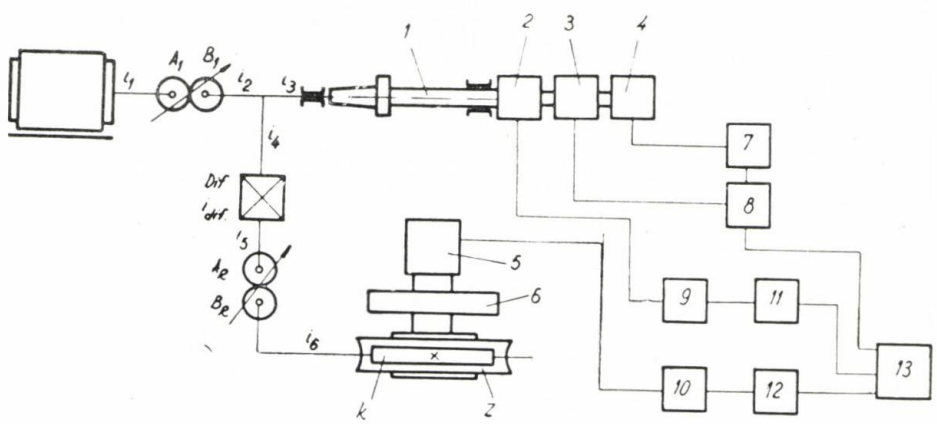


Fig. 1 Schema de principiu a instalației de măsurare cu excitator.

cît mai apropiată de o funcţie sinusoidală, ca de exemplu scula în cazul maşinii de prelucrat roţi dinţate cu freza-melc. Schema cinematică structurală a lanţului cinematic principal şi de rulare şi aparatura folosită sînt indicate în figura 2., ca un exemplu de utilizare a metodei la studiul comportării dinamice a maşinii de prelucrat roţi dinţate cu freza-melc.

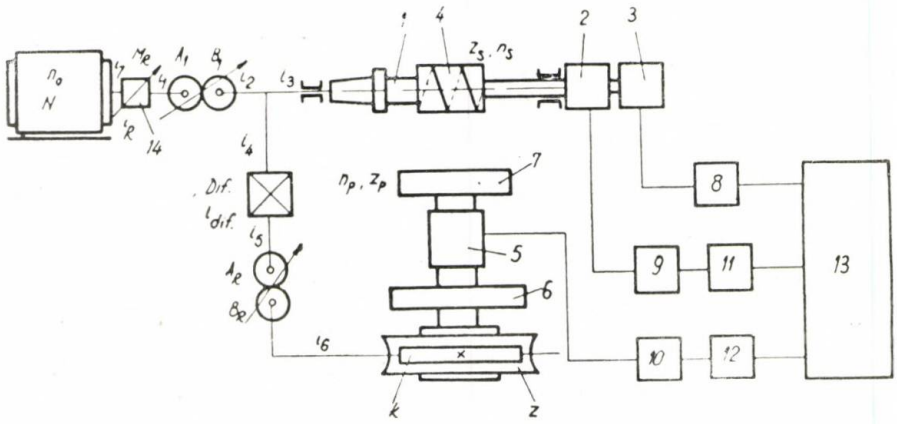


Fig. 2 Schema de principiu a instalaţiei de măsurare cu excitator prin prelucrare.

Momentul perturbator de forma aproximativă $m_0 \sin x\omega t$ se realizează prin prelucrarea cu freza-melc **4** montată pe dornul **1** al piesei **7**, la o turaţie variabilă n_s. Reglarea turaţiei n_s s-a realizat prin intermediul unui variator mecanic cu funcţiune introdus în lanţul cinematic principal. Amplitudinea momentului perturbator este funcţie de adîncimea de aşchiere, de avansul pe dinte şi de poziţia momentană a muchiei tăişului faţă de piesă. Momentul se măsoară cu traductorul de moment **3** montat pe dornul port-freză **1**, prin intermediul amplificatorului **8**, de unde semnalul este transmis aparaturii de prelucrare şi înregistrare a datelor **13**. Vibraţiile la axul sculei, respectiv la axul piesei, sînt transmise de traductoarele **2**, respectiv **5** la amplificatoarele **9**, **10** şi prin intermediul filtrelor **11**, **12** la aparatura de prelucrare şi înregistrare a datelor **13**.

În cazul experimentărilor efectuate s-a adoptat cea de-a doua metodă utilizîndu-se următoarele elemente: numărul de dinţi ai sculei $z_s = 12$ turaţia sculei $n_s = 12{,}5 \ldots 112{,}5$ rot/min.; numărul de dinţi ai piesei $z_p = 65$; modulul $m = 3$ mm. Aparatele utilizate conform schemei de principiu prezentate în figura 2 sînt următoarele:

1 = dorn dinamometric port-freză cu diametrul de 32 mm;

2 şi **5** = captori seismici pentru măsurarea vibraţiilor torsionale;

3 = traductor de moment cu element rezistiv;

8, **9** şi **10** = amplificatoare cu frecvenţă purtătoare;

11 şi **12** = set de filtre 1/3 octavă;

13 = înregistrator cu trei canale.

Realizarea frecvenţei oscilaţiilor forţate în gama 2,5 ... 22,5 Hz, corespunzătoare spectrului de frecvenţe la care amplitudinea vibraţiilor este măsurabilă, se obţine prin variaţia turaţiei sculei conform relaţiei:

$$n_s = \frac{60 \cdot \nu}{z_s},$$

ν — frecvenţa oscilaţiilor forţate;
z_s — numărul de dinţi ai sculei.

Frecvenţele la care au fost efectuate încercările au fost alese din seria R 40 a numerelor normale şi anume între 2,5 Hz şi 20 Hz. Înregistrarea cuprinde sus vibraţiile axului principal la cara 1: z_p(1 : 65), la mijloc momentul de torsiune al axului principal şi jos vibraţiile mesei. În prelucrarea rezultatelor s-a admis ipoteza că sistemul elastic este liniar. În figurile 3; 4; 5 sît prezentate înregistrări pentru frecvenţele de 2,5 Hz respectiv 8 Hz şi 20 Hz în cazul cînd volanul nu este montat, iar în figurile 6; 7; 8 sînt prezentate înregistrări pentru frecvenţele 2,5 Hz, respectiv 8 Hz şi 20 Hz în cazul cînd volantul este montat.

A_s — amplitudinea vibraţiei sculei;
A_p — amplitudinea vibraţiei piesei;
m_0 — amplitudinea componentei variabile a momentului de torsiune aplicat sculei;
Δ_s — defazajul moment de torsiune — vibraţie sculă;
Δ_p — defazajul moment de torsiune — vibraţie piesă.

Se trasează pentru cazul mașinii-unelte fără volant:

— caracteristicile amplitudine-frecvență ale oscilațiilor sculei (cu linie continuă), respectiv ale oscilațiilor piesei (cu linie întreruptă), prezentate în figura 9;

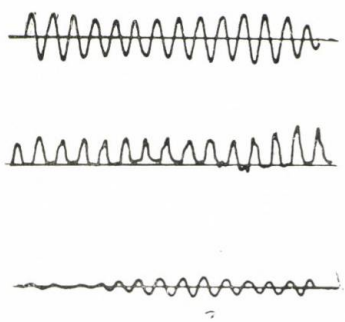


Fig. 3 Înregistrare pentru lanțul cinematic fără volant la frecvența de excitație 2,5 Hz.

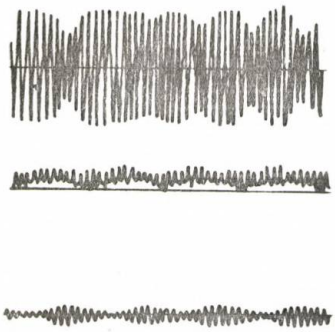


Fig. 4 Înregistrare pentru lanțul cinematic fără volant la frecvența de excitație 8 Hz.

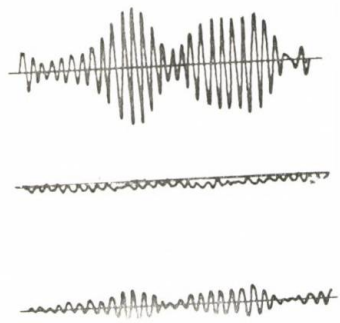


Fig. 5 Înregistrare pentru lanțul cinematic fără volant la frecvența de exicitație 20 Hz.

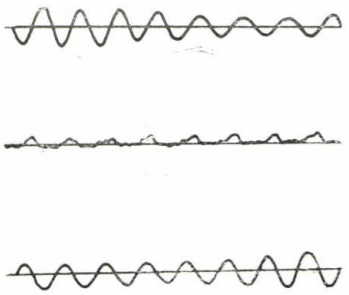


Fig. 6 Înregistrare pentru lanțul cinematic cu volant la frecvența de excitație 2,5 Hz.

— caracteristicile fază-frecvență ale oscilațiilor sculei (cu linie continuă) respectiv ale oscilațiilor piesei (cu linie întreruptă), ce sînt prezentate în figura 10.

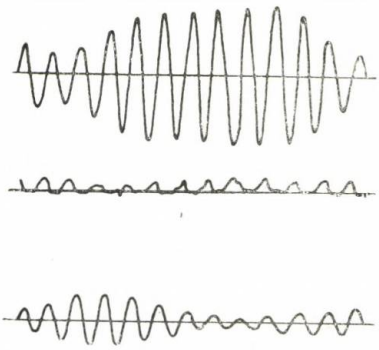


Fig. 7 Înregistrare pentru lanțul cinematic cu volant la frecvența de excitație 8 Hz.

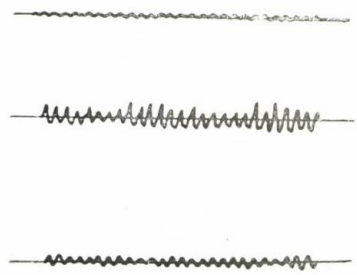


Fig. 8 Înregistrare pentru lanțul cinematic cu volant la frecvența de excitație 20 Hz.

În figura 9 sînt puse în evidență frecvențele de rezonanță pentru sculă: 2,5 Hz, 4 Hz, 8 Hz, 12,5 Hz, 20 Hz, iar pentru piesă: 3,15 Hz, 5 Hz, 12,5 Hz, 20 Hz. Se observă că amplitudinea vibrațiilor sculei este mult mai puternică decît amplitudinea vibrațiilor piesei, influențînd puternic, pentru frecvențe între 8 și 20 Hz, eroarea suprafeței generate.

În figura 10 se observă deplasarea defazajului spre 180° pentru valorile maxime ale amplitudinii corespunzătoare modurilor de vibrații. Sînt puse în evidență 5 moduri de vibrații pentru vibrațiile sculei și tot 5 moduri de vibrații pentru vibrațiile piesei.

Pentru cazul mașinii-unelte cu volant se trasează:

— caracteristicile amplitudine-frecvență ale oscilațiilor sculei (cu linie continuă), respectiv ale oscilațiilor piesei (cu linie întreruptă), ce sînt prezentate în figura 11.

— caracteristicile fază-frecvență ale oscilațiilor sculei (cu linie continuă), respectiv ale oscilațiilor piesei (cu linie întreruptă), ce sînt prezentate în figura 12.

În figura 11 sînt puse în evidenţă frecvenţele de rezonanţă pentru sculă : 2,5 Hz, 5 Hz şi 8 Hz, iar pentru piesă frecvenţele de rezonanţă sînt 4 Hz, 6 Hz, 7 Hz şi 20 Hz. Se

În figura 12 se observă, ca în cazul anterior, deplasarea defazajului spre 180° pentru valorile maxime ale amplitudinii corespunzătoare modurilor de vibraţii. Rezultă pentru sculă trei moduri de vibraţii faţă de 5 mo-

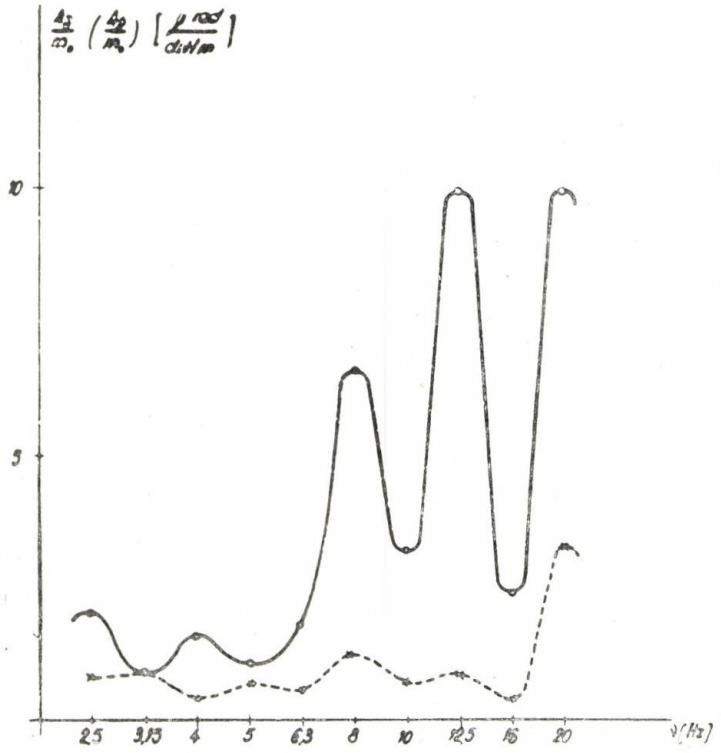


Fig. 9 Caracteristica amplitudine-frecvenţă pentru lanţul cinematic fără volant.

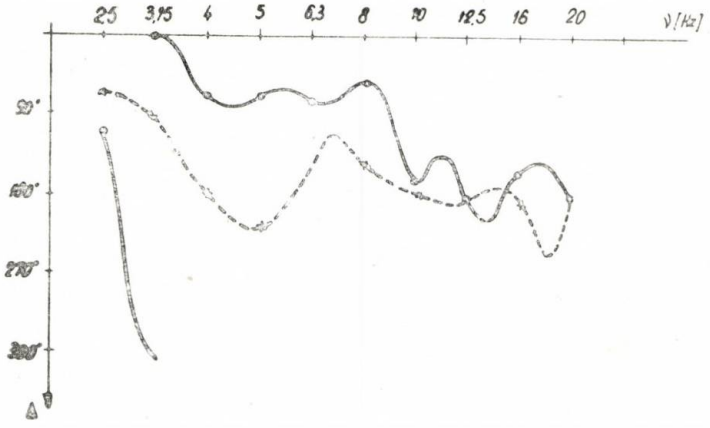


Fig. 10 Caracteristica fază-frecvenţă pentru lanţul cinematic fără volant.

observă, ca în cazul anterior, că amplitudinea vibraţiilor sculei este mult mai puternică decît amplitudinea vibraţiilor piesei pentru frecvenţe între 7 Hz şi 12 Hz, influenţînd sensibil eroarea suprafeţei generate.

duri de vibraţii în cazul lipsei volantului din lanţul cinematic principal, iar pentru piesă tot 5 moduri de vibraţii — ca în cazul anterior. Prin montarea volantului se modifică numărul modurilor de vibraţii, amplitudinea şi frecvenţele de rezonanţă.

Pentru a stabili influența volantului se trasează :

— caracteristicile amplitudine-fază ale oscilațiilor sculei în cazul cu volant (cu linie continuă), respectiv în cazul fără volant (cu linie întreruptă), ce sînt prezentate în figura 13.

— caracteristicile amplitudine-fază ale oscilațiilor piesei în cazul cu volant (cu linie continuă), respectiv în cazul fără volant (cu linie întreruptă), ce sînt prezentate în figura 14.

În figura 13 rezultă că numărul de moduri de vibrații ale sculei a scăzut la trei în cazul mașinii-unelte cu volant, iar amplitudi-

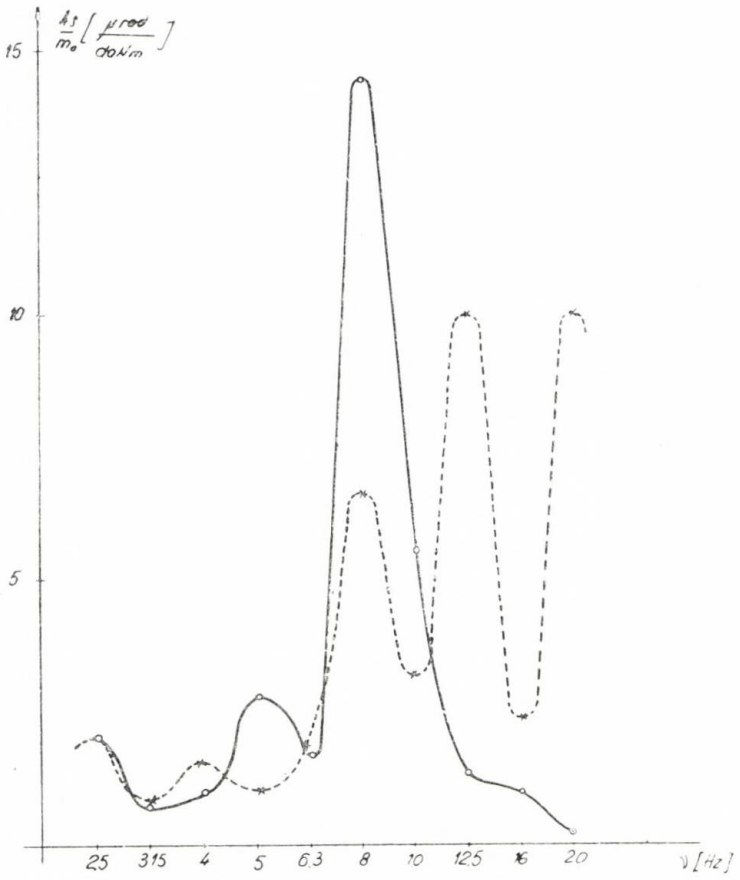


Fig. 11 Caracteristica amplitudine-frecvență pentru lanțul cinematic cu volant.

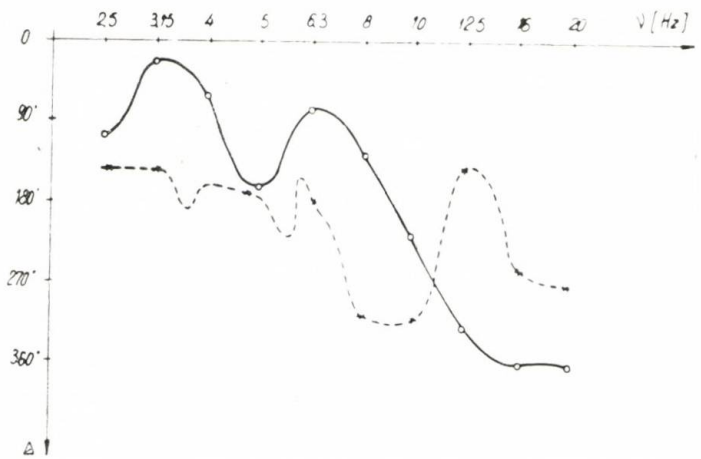


Fig. 12 Caracteristica fază-frecvență pentru lanțul cinematic cu volant.

nea maximă (la 8 Hz) a crescut cu 50% față de amplitudinea maximă (la 12,5 Hz și la 20 Hz) în cazul mașinii-unelte fără volant.

dar, ca și în cazul sculei, se remarcă o creștere cu circa 50% a amplitudinii maxime (la 6 Hz) pentru mașina-unealtă cu volant față

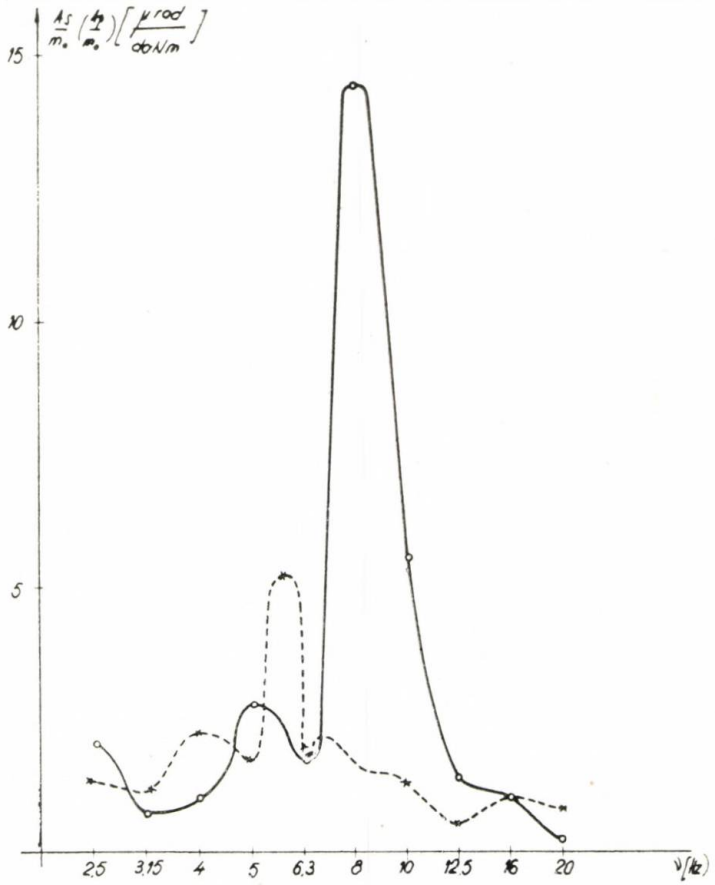


Fig. 13 Caracteristica amplitudine-frecvență pentru vibrațiile sculei.

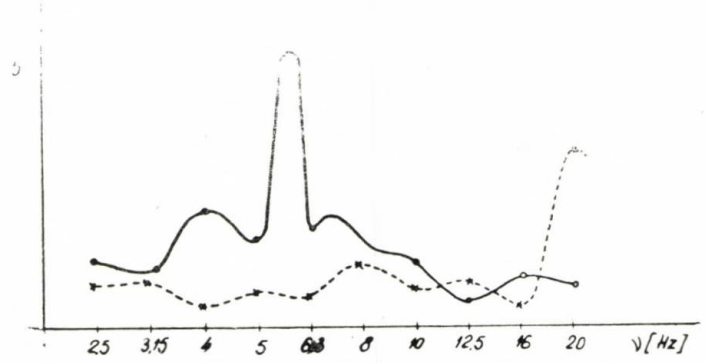


Fig. 14 Caracteristica amplitudine-frecvență pentru vibrațiile piesei.

În figura 14 se observă că numărul de moduri de vibrații al piesei a rămas același,

de amplitudinea maximă (la 20 Hz) în cazul mașinii-unelte fără volant.

Concluzii

Introducerea volantului de tip masă suplimentară în lanțul cinematic principal are influență puternică asupra vibrațiilor axului sculei: pentru frecvențe mai mari ca 12 Hz scade amplitudinea, iar pentru frecvențe de 8...10 Hz crește sensibil amplitudinea. În schimb, pentru vibrațiile axului piesei, influența se observă numai în sensul creșterii amplitudinii.

Încercarea dinamică prin imobilizarea lanțului cinematic diferă mult de încercarea dinamică în timpul funcționării, fiind necesară dezvoltarea unei aparaturi complexe, impusă de încercarea dinamică a lanțurilor cinematice în timpul funcționării.

Încercarea dinamică prin excitarea cu ajutorul sculei dă rezultate corespunzătoare în cazul unui sistem elastic liniar. Cum lanțul cinematic nu îndeplinește această condiție, imposibilitatea menținerii constante a lui m_0 și a fazei conduce la preferarea metodei de încercare dinamică cu ajutorul excitatorului.

Diferențele foarte mari între elongațiile oscilațiilor sculei și ale piesei fac ca erorile de formă a suprafețelor generate, în structura actuală a lanțului cinematic, să fie corespunzătoare clasei a 6-a de precizie chiar la regimuri de așchiere corespunzătoare prelucrării de finisare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Deacu, L., Pavel, G.:* Vibrații la mașinile-unelte. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1977.

[2] *Pavel, G.:* Contribuții la creșterea preciziei de prelucrare la frezarea prin rulare a roților dințate în legătură cu dinamica procesului de prelucrare. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1973.

[3] *Sandu, C.:* Stadiul actual al cercetărilor în problema erorilor dinamice ale lanțului cinematic de rulare. Referat nr. 1. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1975.

CZ. : 621.923.4

Stadiul actual al introducerii comenzilor numerice la mașina de rectificat rotund exterior

Ing. Mircea **LUDIG**, ing. Atanasie **COVRIG** — ICSITMUAMFS „Titan" București

Introducere

Obținerea unei productivități ridicate și reducerea cheltuielilor de producție la prelucrarea arborilor complecși trebuie obținute pe toate etapele procesului tehnologic de fabricație și în acest sens este cunoscută strunjirea în comandă numerică și prin copiere. Deși acești arbori au în continuare operații de rectificare, datorită condițiilor de precizie și rugozitate, comanda numerică s-a introdus mai tîrziu și este mai puțin răspîndită. Odată cu diversificarea programului de fabricație al întreprinderilor, seriile de fabricație mai mici și mijlocii sînt cele mai larg răspîndite, astfel că rectificarea unor piese complexe cu pietre profilate prin pătrundere nu asigură flexibilitatea utilajului.

După cum este cunoscut, o serie de piese de tip arbore cu un număr mare de trepte de diametre ca arbori principali de mașini-unelte, arbori de transmisie, arbori de electromotoare, rotoare de turbine sînt prelucrate în mod avantajos din punct de vedere economic pe strunguri cu comandă numerică. Este firesc ca finisarea acestor piese să se realizeze pe mașini de rectificat rotund exterior cu comandă numerică în scopul obținerii unei productivități ridicate.

În afara categoriei de piese cu un număr mare de trepte de diametre, pot fi prelucrate, în mod avantajos, piese la care numărul de trepte este mai mic, dar la care suprafețele de prelucrat sînt depărtate între ele sau prea late pentru a fi prelucrate pe mașini de rectificat de pătrundere.

Probleme generale constructive și funcționale

Din punct de vedere al condițiilor de precizie ale pieselor de prelucrat mașinile de rectificat exterior cu comandă numerică pot fi de două tipuri:

a) pentru piesele fără condiții deosebite de precizie a lungimilor se pot utiliza mașini cu avans transversal perpendicular pe axa piesei fără automatizarea deplasărilor mesei, comanda numerică fiind pentru prelucrarea diametrelor. Acest tip de mașină are o complexitate relativ redusă;

b) pentru piesele cu condiții de precizie la lungimi este indicată o mașină cu avans transversal înclinat față de axa piesei, avînd posibilitatea prelucrării suprafețelor în ciclu automat. La acest tip de mașină deplasarea mesei și deplasarea suplimentară a controlului activ se fac cu comandă numerică.

Controlul diametrelor pieselor prelucrate asigură precizia ridicată în cursul utilizării controlului activ multidiametru sau autoreglabil. Precizia deplasării pietrei nu este suficientă. Controlul lungimilor prescrise este

însă realizat în bune condiţii de deplasarea precisă a mesei, cu utilizarea corecţiei de zero printr-un control activ axial.

Acţionările avansurilor sînt obţinute în majoritatea cazurilor electromecanic, cu motor electric pas cu pas sau de curent continuu şi şurub cu bile.

În cele ce urmează se vor analiza funcţiile şi grupele constructive specifice maşinilor de rectificat exterior cu comandă numerică.

Controlul diametrului piesei prelucrate

Datorită deformaţiilor elastice ale piesei şi maşinii cît şi datorită uzurii pietrei, controlul diametrului piesei prelucrate nu se poate face în mod eficace decît sub forma controlului activ al diametrului în timpul prelucrării. Spre deosebire de controlul activ obişnuit la care reglajul este fix, trebuie utilizat un control activ pentru o gamă largă de diametre.

O soluţie este utilizarea unui set de traductori de tip potcoavă avînd fiecare reglajul corespunzător unui diametru al piesei prelucrate. Fiecare traductor este introdus manual pe piesă la treapta corespunzătoare.

În cazul în care, în condiţiile de prelucrare ale piesei, uzura piesei este neglijabilă pentru condiţiile de precizie, se poate utiliza un traductor pentru un singur diametru (figura 1) reglat cu un calibru sau cu o piesă etalon.

Pentru rectificarea celorlalte diametre este suficientă măsurarea deplasărilor avînd ca referinţă primul diametru prelucrat.

A treia soluţie de măsurare a diametrului piesei este prin traductor autoreglabil. În afara funcţiei de a măsura adaosul de prelucrare în timpul lucrului, prin compararea cu

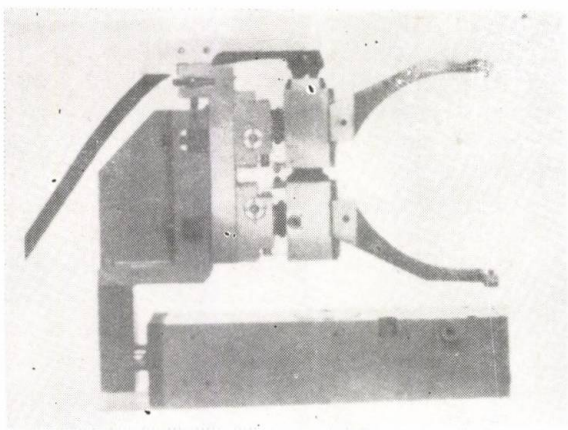


Fig. 1 Control activ al unui singur diametru.

cota reglată şi iniţierea comenzilor trecere degroşare-finisare, finisare-scînteiere şi retragere rapidă, traductorul are funcţia de a-şi autoregla poziţiile pîrghiilor de măsură la cota ce urmează să rezulte din prelucrare. Se cunosc pînă în prezent traductorul auto-

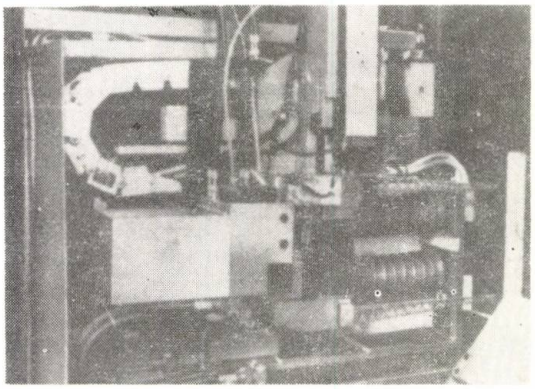


Fig. 2. Control activ autoreglabil capacitiv produs de firma Movomatic.

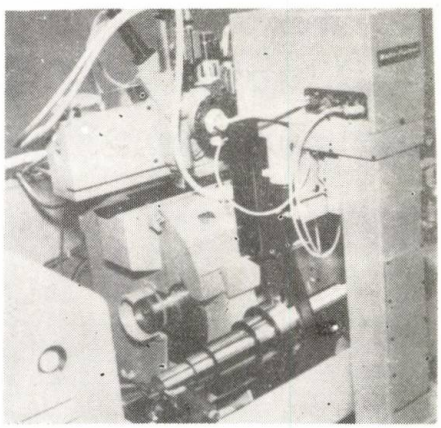


Fig. 3 Control activ autoreglabil produs de firma Fortuna.

reglabil capacitiv produs de firma **MOVOMATIC** (fig. 2) şi traductorul bazat pe inductosin produs de firma **FORTUNA** (fig. 3).

Construcţiile existente de traductori autoreglabili asigură o precizie a sistemului de 0,005 mm. (abaterea cotei prelucrate faţă de cota programată). Domeniul de lucru este de 200 mm diferenţă de diametre.

La maşinile la care deplasarea păpuşii pietrei se face înclinat faţă de axa piesei, poziţia pietrei pe direcţie longitudinală depinde de diametrul piesei. Este necesară o sanie longitudinală suplimetară, cu suportul pe batiu, pe care să fie amplasat controlul activ al diametrului, deplasarea fiind comandată numeric. Astfel, controlul activ se află în faţa pietrei.

Controlul lungimilor piesei prelucrate

La prinderea piesei între vîrfuri apar abateri, datorită adîncimilor diferite ale găurilor de centrare. Rolul controlului activ al

poziției axiale a piesei este de a stabili poziția suprafeței frontale de referință, în raport cu sistemul de măsură longitudinal al mașinii, efectuînd corecția de zero. Precizia prelucrării suprafețelor frontale este asigurată în continuare de sistemul de măsură al deplasării mesei.

Controlul deplasărilor saniei transversale

Deplasarea saniei transversale are un sistem de măsură care poate fi cu selsine sau riglă inductosin, conform preciziei urmărite. În cazul în care controlul activ se face la un singur diametru, precizia piesei la celelalte diametre este determinată de precizia deplasărilor transversale. Din datele cunoscute [1], precizia este de 0,02 mm, la diametru pentru măsurarea cu selsine și de 0,01 mm la diametru pentru măsurarea cu inductosin.

În cazul utilizării unui control activ multidiametru sau autoreglabil, precizia deplasării transversale nu mai este atît de importantă, sarcina acesteia fiind de a aduce piatra de rectificare în domeniul de lucru, comenzile fiind prelucrate apoi de controlul activ. Un astfel de sistem de măsură utilizat de firma **FORTUNA** este prezentat schematic în figura 4.

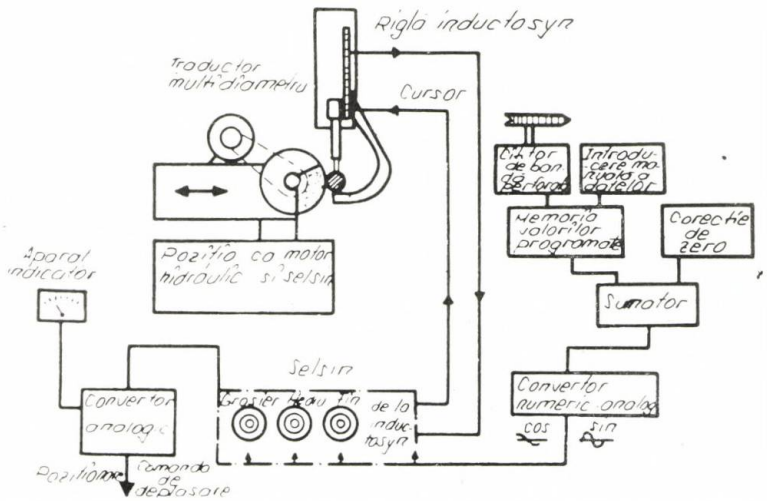


Fig. 4 Schema-bloc a controlului activ și a comenzii numerice pentru diametre, la mașina de rectificat exterior cu comandă numerică a firmei Fortuna.

Controlul deplasărilor mesei

Deplasarea mesei are drept scop fie poziționarea la o cotă de prelucrare a unui umăr, fie rectificarea de trecere a unor suprafețe cilindrice lungi.

Pentru condiții de precizie reduse, pînă la 0,05 mm, este suficientă utilizarea selsinelor [2], iar pentru o precizie de 0,01 mm este necesar un sistem de măsură absolut cu riglă inductosin și selsine. La mașina **SA 315 NC 5** [3], produsă în R.D.G., comanda mesei este secvențială printr-un sistem cu riglă și cursor cu găuri care dau comenzi pneumatice.

Acționarea deplasării transversale

Unele construcții (firmele **FORTUNA, WMW)** păstrează acționarea mașinii convenționale cu deplasare rapidă acționată cu cilindru hidraulic și avansul de lucru cu acționare hidromecanică, la care se adaugă deplasarea de poziționare acționată de motor electric pas cu pas și șurub cu bile. La alte construcții (firmele **SCHAUDT, STUDER** și **FOREST)** acționarea este electromecanică, fie cu motor electric pas cu pas, fie cu motor de curent continuu.

Acționarea deplasării longitudinale

Unele firme mențin acționarea hidraulică a mașinii convenționale **(FORTUNA, WMW)**, dar se manifestă tendința de a se înlocui acest tip de acționare cu acționarea electromecanică **(SCHAUDT, STUDER, FOREST)** utilizînd motor pas cu pas sau de curent continuu și șurub cu bile sau cu role.

Comanda numerică

În funcție de gradul de automatizare, comanda numerică poate fi foarte simplă, începînd cu afișarea poziției saniei transver-

sale și pînă la echipamente complexe cu un număr mare de axe, inclusiv comandă de conturare a profilului piesei în secțiune transversală.

Comanda numerică la mașini de rectificat rotund are următoarele particularități :

— pentru controlul diametrului piesei, sînt necesare două axe în cazul controlului activ — autoreglabil, una pentru reglajul pîrghiilor de măsură, alta pentru deplasarea transversală a păpușii port-piatră (figura 5) ;

— pentru prelucrarea de precizie a suprafețelor frontale, este necesar controlul activ cu rolul de a introduce corecția de zero și sistemul de măsură a deplasării mesei ;

— pentru rectificarea de trecere, este necesară o nouă axă de comandă longitudinală care să permită deplasarea mesei între două poziții prestabilite.

— la mașinile cu avans transversal înclinat, este necesară deplasarea longitudinală suplimentară a traductorului de control activ

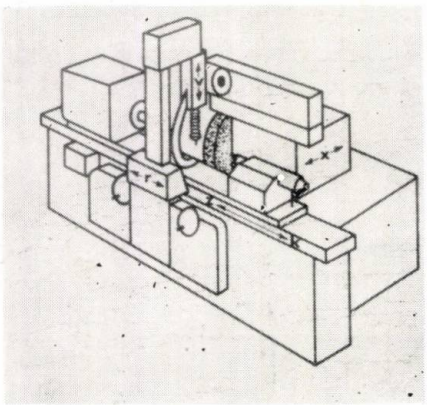


Fig. 5 Schema axelor de comandă la mașina de rectificat rotund exterior cu comandă numerică.

la diametru cît și înmulțirea distanțelor transversale cu $1/\cos \alpha$ corespunzător unghiului de înclinare a avansului [4].

Alte funcții specifice

Prelucrarea unei game largi de diametre impune comanda automată a turațiilor piesei, antrenarea efectuîndu-se cu motor de curent continuu.

Avansurile de lucru, de degroșare și de finisare sînt programabile. Introducerea acestor date se face fie manual prin comutatori decadici, fie prin bandă perforată.

La mașinile cu ciclu complet automat, piatra este profilată automat cu mecanism de copiere (fig. 6). Avansul automat de corectare pe adîncime este introdus ca o corecție în comanda numerică.

Mașini cu comenzi de conturare cu posibilitatea rectificării profilelor în secțiune transversală

Prelucrarea sculelor și a camelor se poate realiza pe mașini de rectificat exterior cu comandă de conturare, controlîndu-se unghiul de rotire al piesei.

Astfel pe mașina **WUM 50 NC** a firmei **WENDT** se pot face următoarele prelucrări : rectificare cilindrică, rectificare de pătrundere intensivă cu prelucrare continuă, rectificare de pătrundere intensivă intermitentă (la scule cu mai mulți dinți fără detalonare), rectificare de pătrundere cu detalonare (pentru scule cu dinți detalonați).

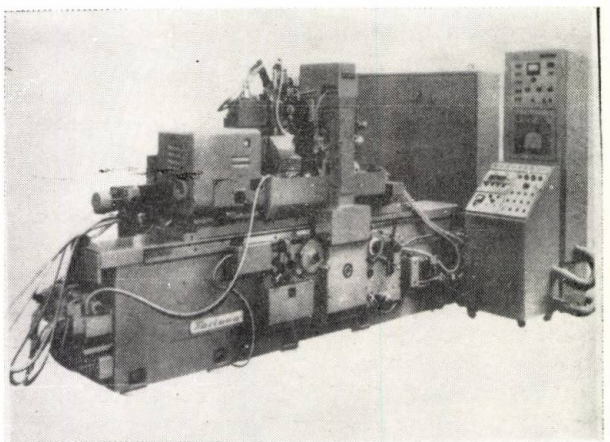


Fig. 6 Mașina AFP 400/1400 (1150) AWNC2 a firmei Fortuna, avînd mecanism de profilare a pietrei.

Controlul rotației piesei se face prin tahogenerator. Deplasarea transversală se face cu motor pas cu pas, iar deplasarea mesei se face cu motor de curent continuu și șurub cu bile.

Efecte economice

Costul mașinilor de rectificat rotund exterior cu comandă numerică este de aproximativ trei ori mai mare decît al mașinilor convenționale. Timpul de prelucrare ajunge pînă la 30% comparativ cu timpul necesar pe mașina convențională. Valorile depind de complexitatea piesei, economiile mari rezultînd la piese complexe ca arborii principali de strung, arborii de turbină, etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rauschenberger, H.* : „Schaudt and NC grinding" in Info nr. 015/1978 (publicație a firmei Schaudt).

[2] * * * : Prospect — Numerisch gesteuerte Rundschleif — maschinen — Firma Fortuna.

[3] * * * : Prospect — Mașini de rectificat rotund cu comandă numerică — firma WMW (R.D.G.).

[4] *Zillig, E.* : Schleifen auf NC — Maschinen in Maschinenmarkt, 76, vol. 36, 1.V.1970.

CZ. : 621.9

Modulele tehnologice — metode de mare eficiență ale programării automate a mașinilor unelte cu comandă numerică

Ing. Valentina **TOMA**, ing. Mihai **GROSFELD** — ICSITMUAMFS „Titan" București

Procesorii mai cunoscuți la noi în țară, utilizați la programarea automată a mașinilor unelte cu comandă numerică, sînt: APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1., IFAPT IV, EXAPT 2 și COMPACT II.

Acești procesori prelucrează datele geometrice și tehnologice cuprinse în programul piesei. Unii dintre ei au setul de instrucțiuni geometrice mult mai dezvoltat decît cel de instrucțiuni tehnologice, de exemplu procesorul APT-RCV. Alți procesori au dezvoltat foarte mult setul de instrucțiuni tehnologice, elaborînd module de găurire, frezare, strunjire și filetare, de exemplu procesorii EXAPT și COMPACT II.

Prezentul articol își propune să analizeze în mod comparativ, modulele tehnologice, de care dispun procesorii enumerați mai sus.

Procesorul APT-RCV

Procesorul APT-RCV nu rezolvă probleme de tehnologie, cu excepția frezării golului poligonal cu ajutorul instrucțiunii POCKET. Ea generează automat toate mișcările necesare acestei prelucrări. Instrucțiunea poate să conțină pînă la 20 parametri, care reprezintă, atît date geometrice, privind forma golului poligonal, cît și date tehnologice, privind scula și vitezele de avans.

Procesorul AD-APT/AUTOSPOT

La sistemul de programare AD-APT/AUTOSPOT, succesiunile de operații tehnologice se programează într-o singură instrucțiune complexă, de forma: [SNUME=] **secțiune majoră/secțiune auxiliară/secțiune minoră.**

Secțiunea majoră la rîndul ei are următoarea structură sintactică:

TIPUL OPERAȚIEI, [Nr. sculei] [*SP*(*n*)]

$$\begin{bmatrix} \text{TLLFT} & [(m)] \\ \text{TLRGT} & [(m)] \\ \text{LEPT} & (m) \\ \text{RIGHT} & (m) \end{bmatrix}$$

în care Nr. sculei reprezintă numărul de identificare al sculei (și trebuie să coincidă cu cel de pe cartela de descriere a sculei TOOL), n este valoarea turației, iar ultimul parametru este util numai pentru frezare și servește la decalarea traiectoriei cu jumătate din diametrul sculei, plus un adaos *m*.

Secțiunea auxiliară cuprinde următoarele informații: adîncimea prelucrării, diametrul găurii, avansul, viteza de așchiere conectarea sau deconectarea lichidului de răcire, distanța de siguranță, adîncimea și avansul special caracteristice numai anumitor tipuri de operații, temporizarea (care se interpretează de către postprocesor), apelarea unor secvențe de spargere a așchiilor și de găurire adîncă (pașii acestora fiind indicați într-o altă instrucțiune), mărimile de decalare a sculei după axele X și *Y* pentru fiecare poziție.

Secțiunea minoră cuprinde toate elementele necesare descrierii geometriei; pentru operațiile punct cu punct se dau punctele în care se efectuează prelucrarea; pentru frezare se descrie o traiectorie.

Alegerea ciclului de prelucrare se face pe baza parametrului care descrie tipul operației. La prelucrările punct-cu-punct acești parametri sînt: DRILL, SPDRL, CSK, SPMIL, BORE, BOREOS, CBORE, REAM, TAP, PUNCH,

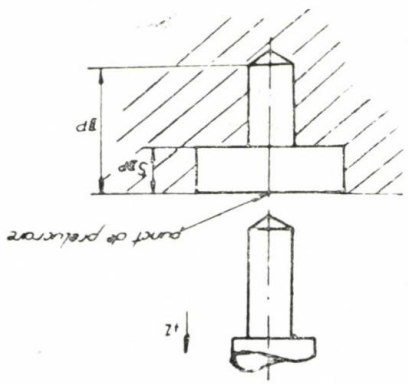


Fig. 1

TRYBOR, TRYBOS, PULBOR, KEYBOR, INTGRV, PULFAC, WDEFAC, PILOTD și se referă la operații cum ar fi: găurire, aleza-

re, lărgire, centruire, etc. Astfel pentru operațiile DRILL, CBORE, SPMIL se generează următoarea secvență (vezi figura 1) :

a) poziționarea vîrfului sculei cu avans rapid deasupra găurii, la distanța de siguranță ;
b) deplasarea pe Z cu avans rapid, la distanța de siguranță, față de lamajul indicat prin S_{PD} (dacă există) ;
c) pătrunderea în avans de lucru a sculei la adîncimea indicată ;
d) temporizarea (dacă s-a cerut) ;
e) retragerea la distanța de siguranță cu avans rapid.

În ceea ce privește frezarea, există trei tipuri de operații :

1) frezarea standard (MILL) ;
2) frezarea unei fețe (FMILL, FLF, FRT, FUP și FDWN) ;
3) frezarea cavităților (PMILL) ;

1. Forma sintactică generală a instrucțiunii de *frezare standard* este :

MILL [,Nr. sculei] [, { TLLFT / TLRGT }] [/DP(n)]

[/DA(a)] (punct de început) traiectorie.

La rîndul ei, frezarea standard poate fi de două feluri : prima, la care centrul sculei urmărește traiectoria programată a sculei (folosită la frezarea canalelor), a doua, la care centrul sculei urmărește o traiectorie decalată cu o anumită mărime (folosită în general la frezarea cavităților). Modificatorii TLLFT și TLRGT se folosesc numai în acest caz și pot fi însoțiți de o valoare numerică, pentru a asigura un adaos în vederea finisării. Indicarea punctului de început se face față de un sistem de coordonate local (în AUTOSPOT se pot defini peste 30 astfel de sisteme). Traiectoria sculei cuprinde ca elemente segmente paralele cu axele X și Y, segmente înclinate, arce de cerc și racordări. Parametrul *DP* indică adîncimea de frezare și determină o deplasare pe axa Z, cu un avans de pătrundere egal cu 50% din avansul programat.

2. Forma sintactică a instrucțiunii de *frezare* este :

FMILL [,Nr. sculei] [/*DP(n)*][/*DI(m)*]

[/*DA(a)*](punct de început) traiectorie,

unde :

— *DP(n)* este adîncimea de frezare ;
— *DI(m)* reprezintă distanța între două treceri succesive, ca fracțiune de diametru.

Frezarea fețelor este o operație care permite prelucrarea unei suprafețe dreptunghiulare, pe o anumită adîncime (figura 2) :

FMILL, 202/*DP* (0.125) / *DI* (0.7)/*DAA* (2.0, 1.0) RTO (6.0) UTO (4.0) LTO (2.0).

3. Forma sintactică a instrucțiunii de *frezare a cavităților* este foarte asemănătoare cu cea a frezării fețelor. Frezarea cavităților permite îndepărtarea materialului la o anumită adîncime, dintr-o scobitură sub forma :

— unui triunghi sau a unui paralelogram ;
— unui poligon cu laturi egale și care nu are nici un unghi interior $\geqslant 180°$.

Succesiunea operațiilor în acest caz este următoarea : scula se deplasează deasupra poziției de început în avans rapid, apoi coboară pînă la adîncimea programată, cu 50% din avansul de lucru, urmează în continuare frezarea propriu-zisă după o pseudospirală, pînă cînd, în final, centrul sculei ajunge la o distanță egală cu raza sculei, de marginile cavității.

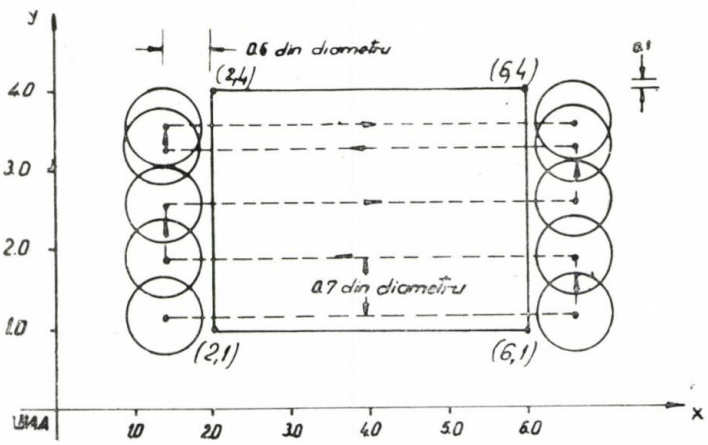


Fig. 2

Procesul EXAPT 1.1

Ca metode tehnologice modularizate, procesorul EXAPT 1.1 foloseşte operaţiile singulare şi ciclurile de lucru standard.

1. Instrucţiunile tehnologice de definire a operaţiilor singulare (SO) sînt :

simbol = CDRILL/SO, modif. (centruire);
simbol = DRILL/SO, modif. (găurire);
simbol = REAM/SO, modif. (alezare cu alezor);
simbol = SINK/SO, modif. (lamare);
simbol = COSINK/SO, modif. (adîncire conică);
simbol = TAP/SO, modif. (filetare cu tarod);
simbol = BORE/SO, modif. (alezare cu bară);
simbol = MILL/SO, modif. (frezare).

Modificatorii, care urmează după primul modificator obligatoriu SO, precizează toate informaţiile tehnologice necesare operaţiei respective şi pot fi obligatorii sau opţionali. Enumerăm pe cei mai importanţi dintre ei : DIAMET, DEPTH, TOOL, FEED, SPEED, SPIRET, NOREV, TAT, PITCH şi OSETNO.

Legat de existenţa operaţiilor singulare, la procesorul EXAPT 1.1. apar în plus două tipuri de instrucţiuni tehnologice de chemare şi anume :

a) instrucţiunile de chemare a prelucrării de forma

| WORK/simboluri | sau | WORK/INVERS, simboluri |

b) instrucţiunile de chemare a poziţiilor de prelucrare de forma | CUT/X, Y, Z | sau | CUT/simbol. |

Pentru o programare mai rapidă, se recomandă să se definească paterne oarecare, care să reunească într-un singur simbol toate punctele unde au loc prelucrări identice pentru a putea fi apelate cu o singură instrucţiune CUT, chemarea prelucrării unui patern de puncte cu instrucţiune WORK/INVERS, are rolul de a inversa succesiunea punctelor după fiecare schimbare de sculă, eliminînd prin aceasta nişte deplasări inutile (exemplu : avînd 4 găuri identice de găurit şi lărgit, ele vor fi găurite în ordinea 1, 2, 3, 4 şi lărgite în ordinea 4, 3, 2, 1).

2. În limbajul EXAPT 1.1 există patru cicluri de lucru standard, cu ajutorul cărora se pot prelucra automat o succesiune de operaţii şi anume :

— **ciclul de găurire** (DRILL) care execută automat frezare plană, centruire, pregăurire, găurire, şanfrenare.

— **ciclul de alezare** (REAM), care execută automat frezare plană, centruire, pregăurire, găurire, şanfrenare, alezare.

— **ciclul de lamare** (SINK), care execută automat frezare plană, centruire, pregăurire, lamare, şanfrenare.

— **ciclul de filetare** (TAP), care execută automat frezare plană, centruire, pregăurire, găurire, lamare, şanfrenare şi filetare.

După definirea unui ciclu de lucru standard, chemarea prelucrării şi a poziţiilor de prelucrare se face tot cu cele două instrucţiuni tehnologice WORK/... şi CUT/...

Instrucţiunile de definire ale celor patru cicluri de lucru standard sînt :

Simbol = DRILL/DIAMET, d, DEPTH, t, modific. opţionali ;
Simbol = REAM/DIAMET, d, DEPTH, t, modific. opţionali ;
Simbol = SINK/DIAMET, d, DEPTH, t, modific. opţionali ;
Simbol = TAP/DIAMET, d, DEPTH, t, TAT, p. modific. opţionali.

În cazul ciclurilor de lucru standard, alegerea sculelor şi a regimurilor de aşchiere se

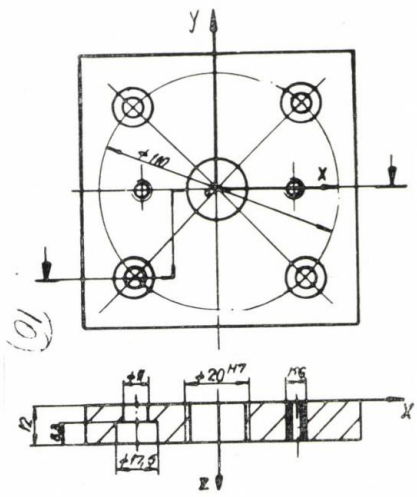


Fig. 3

face întotdeauna automat. Modificatorii SO, TOOL, FEED, SPEED, NOREV, nu sînt admişi (figura 3) :

```
PARTNO/PLACA 73.007.013.19
MACHIN/MASINA DE GAURIT NC
TRANS/200, 100, 0
ZSURF/12
P1 = POINT/∅, ∅
C1 = CIRCLE/CENTER, P1, RADIUS, 55
PAT = PATERN/ARC, C1, 45, CCLW, 4
PART/MATERL, 1
CLDIST/0.8
BURG = DRILL/SO, DIAMET, 11, DEPTH, 13
LAMAT = SINK/SO, DIAMET, 17,5, DEPTH, 8.3
ALEZ = REAM/DIAMET, 20, DEPTH, 12
FILET = TAP/DIAMET, 6, DEPTH, 13, TAT, 1
COOLNT/ON
WORK/BURG, LAMAT
CUT/PAT
WORK/ALEZ
CUT/P1
WORK/FILET
CUT/40,0
CUT/— 40,0
FINI
```

Procesorul IFAPT

Elaborarea unui modul de strunjire presupune soluţionarea a două probleme şi anume :

— descrierea modului de aşchiere ;
— apelarea secvenţei de îndepărtare a materialului.

La modulul de strunjire al IFAPT-ului, descrierea modului de aşchiere se face cu o instrucţiune de tipul :

Simbol = Mod de aşchiere/SO. | Direcţie de baleiere. Date tehnologice. |

Modurile de aşchiere în sistemul IFAPT sînt :

TURN — utilizat pentru degroşare ; permite îndepărtarea materialului în felii paralele cu o direcţie dată ;

GROOV — utilizat pentru degroşare ; permite îndepărtarea materialului prin spargeri repetate cu un cuţit lat ;

CONT — permite apropierea sculei de conturul finit, prin parcurgerea unor curbe obţinute din conturul final, prin decalare după o direcţie dată ;

PARLL — permite apropierea sculei de conturul finit, prin treceri paralele (echidistante) la contur. Este folosit pentru finisare şi urmează după unul din modurile de degroşare TURN, GROOV, CONT.

Alegerea direcţiei de baleiere se face cu unul din următorii modificatori : LONG (pentru baleiere longitudinală), CROSS (pentru baleiere transversală) şi ATANGL, α (pentru baleiere după o direcţie definită de unghiul α), datele tehnologice se referă la : alegerea sculei (TOOL, *n*, *m*), a vitezei de aşchiere (SPEED, *S*) a vitezei de avans (CUTEED, *f*) a adîncimii trecerii (SWATH, e sau SWATH, N, AT, e).

În ceea ce priveşte apelarea secvenţei de îndepărtare a materialului, aceasta se face prin instrucţiunea | ACT/simbolurile unei sau a două operaţii de prelucrare) |

După această instrucţiune trebuie să urmeze toate informaţiile necesare efectuării acestei operaţii şi anume :

a) descrierea conturului brut şi finit ;
b) condiţiile de angajare şi de degajare a sculei din material ;
c) distanţele şi dreptele de siguranţă ;
d) adaosul de prelucrare.

Încheierea domeniului de executare a operaţiilor de prelucrare se face cu instrucţiunea ACT/NOMORE.

În cele ce urmează se dă un exemplu de utilizare a modulului de strunjire la IFAPT IV (figura 4) :

```
$$ DEFINIREA OPERAŢIILOR DE PRELUCRARE
A1 = TURN/SO, LONG, SPEED, 200, CUTFED 1, TOOL,
1, 1, SWATH, 5
A2 = PARLL/SO, LONG, SPEED, 300, CUTFED, 0.4,
TOOL, 2,1, SWATH, 0,5
$$ EXECUTAREA OPERAŢIILOR
FROM/PT1
ACT/A1, A2
WORK/CLW, OUT
BLANCO/P1, P2, P3, P4        DEFINIREA CONTURULUI
BRUT
$$ EXECUTAREA OPERAŢIILOR
PARTCO/
FROM/PT1
INDIRP/PT2
GO/ON, L 10
TLRGT, GORGT/L10, TO, C1
 GORGT/C1
GOFWD/L1
GOLFT/L2
GORGT/L3, PAST, L4
GOLFT/L4
GOFWD/C2
GOFWD/L11, PAST, L5
GOLFT/L5, PAST (LINE/0, 0, 0, 100)
TERCON
ACT/NOMORE
FINI
```

Procesorul EXAPT 2

Procesorul EXAPT 2 posedă un modul de strunjire cu funcţiuni multiple, cu care se pot realiza automat strunjirile de conturare,

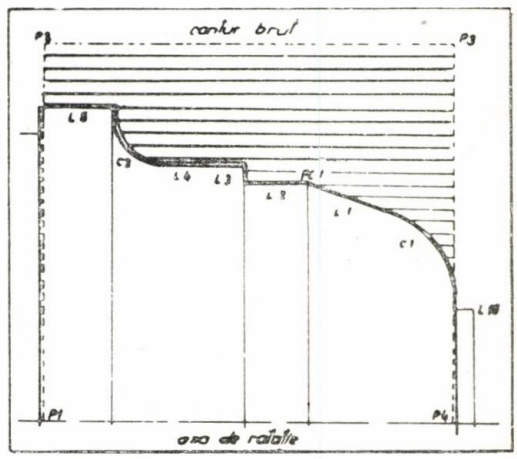


Fig. 4

împreună cu verificările coliziunilor între sculă piesă şi dispozitivul de prindere.

Această metodă tehnologică avansată scuteşte pe programator de o serie de operaţii, pe care procesorul le execută automat şi anume împărţirea adaosului de aşchiere şi calcularea traiectoriilor sculei la toate trecerile succesive necesare pentru îndepărtarea surplusului de material, care există între conturul brut şi conturul finit al piesei. Prelucrările se execută cu diverse scule, pe porţiuni de contur delimitate prin etichete.

Pentru programarea unui segment, cu această metodă de mare randament a programării automate, sînt necesare patru tipuri de instrucţiuni diferite :

1) instrucţiuni de definire a prelucrării :

| SIMBOL = TURN/modificatori | sau

| SIMBOL = CONT/modificatori | ;

2) instrucţiuni de chemare a prelucrării :

| WORK/simboluri |, sau | WORK/NOMORE | ;

3) instrucțiuni de chemare a poziției de prelucrare:

| CUT/etichetă, TO, etichetă | sau

| CUT/etichetă, RE, etichetă | și

DNTCUT/... pentru limitarea prelucrării;

4) instrucțiuni suplimentare:

| CUTLOC/BEFORE | (scula înaintea axei piesei)

| CUTLOC/BEHIND | (scula după axa piesei)

| OVSIZE/FIN, c1, FINE, c2 | (adaosul de prelucrare).

Menționăm faptul că, în instrucțiunea de definire a prelucrării, modificatorii TOOL, SETANG, LONG, CROSS, ATANGL, ROUGH, FIN, FINE, DEPTH, FEED, OSETNO precizează toate datele tehnologice necesare operației respective. Modificatorii referitori la regimurile de așchiere sînt opționali. Dacă nu sînt dați, procesorul EXAPT 2 își ia automat regimurile de așchiere din fișierele de scule și de materiale.

Programarea pieselor complexe trebuie făcută în mod fragmentat, prin elaborarea mai multor programe independente, deoarece la descrierea conturului sînt admise maximum 150 simboluri și maximum 150 elemente de contur.

În cadrul unui program, zona de acțiune a fiecărei scule trebuie strict delimitată cu ajutorul instrucțiunilor DNTCUT, pentru a evita o serie de prelucrări greșite, în locuri care nu au fost indicate prin marcajele trecute în instrucțiunea CUT.

Procesorul EXAPT 2 a preluat de la procesorul EXAPT 1.1 cîteva definiții tehnologice, pentru următoarele operațiuni singulare (figura 5):

```
Simbol = CDRILL/SO, modificatori          (centruire);
Simbol = DRILL/SO, modificatori           (găurire);
Simbol = REAM/SO, modificatori            (alezare).
STFRO = CONT/SO, TOOL, 21 ∅, SETANG, 9, CROSS,
        ROUGH
STINT 1 = TURN/SO, TOOL, 72 ∅, SETANG 18, LONG,
        ROUGH
STINT 2 = CONT/SO, TOOL, 72 ∅, SETANG 18, FIN
STEXT 1 = CONT/SO, TOOL, 33 ∅, SETANG 9, LONG,
        ROUGH
        CLAMP/∅
        CUTLOC/BEFORE
        WORK/STFRO
        CUT/M5, TO, M6
        WORK/STINF, 1, STINT 2
        CUT/M6, TO, M8
        WORK/STEXT 1
        CUT/M5, RE, M4
        FINI
```

Procesorul COMPACT II

În ceea ce privește ciclurile de lucru pentru operațiile de tip găurire, procesorul COMPACT II se aseamănă cu procesorul EXAPT 1.1. El deține instrucțiuni pentru ciclurile de găurire, alezare și filetare cu tarodul, care conțin cuvintele majore DRL, BORE și FLT și pot fi aplicate unui punct, sau unei structuri de puncte.

Cuvintele minore care pot să apară în aceste instrucțiuni EA, A, CHD, CHR, DP, CLEAR, TPA, DWELL etc. sînt precedate de valori numerice. Ele precizează: adîncimea de pătrundere cu avans rapid, adîncimea de pătrundere cu avans de lucru, diametru sau raza teșiturii, adîncimea găurii, distanța de siguranță, grosimea piesei, unghiul vîrfului sculei, temporizarea etc. (figura 6):

DRL, PT 4, 5 CLEAR, 25 DP, 118 TPA.

Ciclul de găurire (DRL) execută automat: apropierea cu avans rapid, pătrunderea cu avans de lucru și retragerea cu avans rapid.

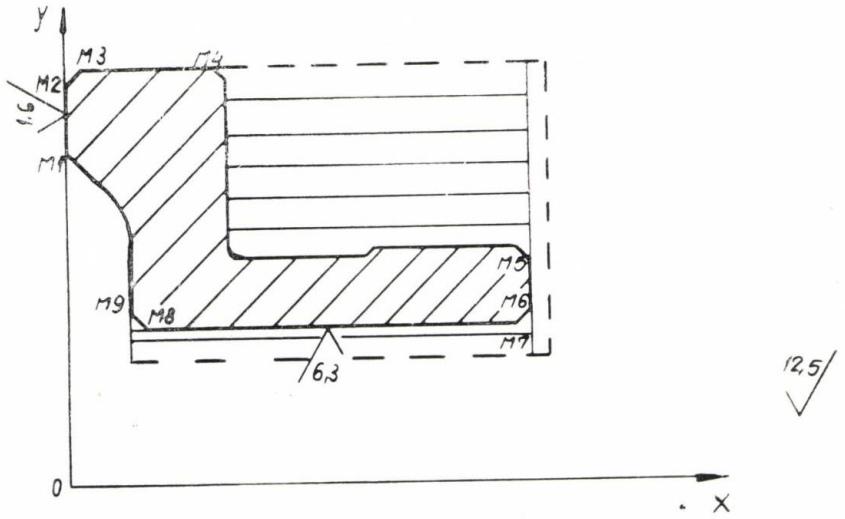


Fig. 5

Ciclul de alezare (BORE) are în plus o fază de retragere cu avans de lucru. Ciclul de filetare cu tarodul realizează avansul egal cu pasul filetului și inversarea sensului de rotație, la întoarcere.

În plus față de EXAPT 1.1, procesorul COMPACT II poate realiza și găurirea adîncă. Pe baza unor informații suplimentare,

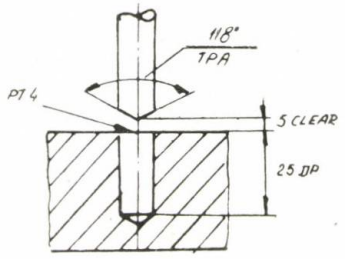


Fig. 6

date de programator, sistemul calculează automat adîncimile de pătrundere, pentru fiecare trecere.

Ca și procesorul EXAPT 2, procesorul COMPACT II deține un modul tehnologic de strunjire. Definirea conturului piesei brute și al piesei finite se face printr-o secvență de instrucțiuni reprezentînd fiecare cîte un element de contur. Fiecare instrucțiune conține un cuvînt major și anume : DMB pentru conturul brut și DPB pentru conturul finit.

Ultima instrucțiune a secvenței conține cuvîntul minor NOMORE.

Cu ajutorul modulului de strunjire, se pot efectua două operații diferite : *strunjire exterioară* (TURNL) și *strunjire interioară* (BOREL). Cele două instrucțiuni sînt folosite, atît pentru degroșare, cît și pentru finisare și generează un șir de instrucțiuni de mișcare : MOVEC, CUT, CONT și MOVE.

Operația de degroșare cuprinde următoarele faze :

1) apropiere rapidă pînă la intersecția cu conturul brut ;

2) așchiere paralelă cu axa Z pînă la intersecția cu conturul finit, modificat cu adaosul în vederea finisării ;

3) așchiere de-a lungul conturului modificat, respectînd adîncimea de tăiere dată cu modificatorul SDPTH ;

4) poziționarea rapidă pe axa Z pentru o nouă trecere.

Aceste faze se repetă pînă cînd este îndepărtat tot adaosul.

Operația de finisare cuprinde următoarele faze :

1) apropierea rapidă pînă cînd scula este tangentă la primul element al piesei finite ;

2) așchiere de-a lungul conturului piesei finite ;

3) revenire rapidă la punctul inițial (fig. 7).

În plus față de procesorul EXAPT 2, COMPACT II are și un *modul de filetare* pentru strunguri, care permite să se realizeze printr-o singură instrucțiune o operație completă de filetare. Rutinele din componența procesorului permit programarea filetelor cilindrice și conice, atît exterioare, cît și interioare, a spiralelor frontale și a filetelor cu pas variabil și cu mai multe începuturi.

Succesiunea deplasărilor sculei de filetare, se face după un trapez, bazele trapezului reprezintă diametrul maxim (MAD) și

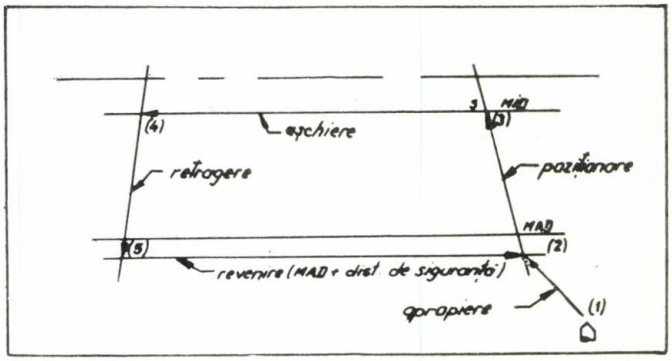


Fig. 8

minim (MID) ale filetului, iar S și F sînt pozițiile de început și de sfîrșit ale filetului (figura 8).

Scula execută următoarea succesiune de deplasări :

a) apropierea rapidă din poziția inițială **1** pînă la punctul **2** ;

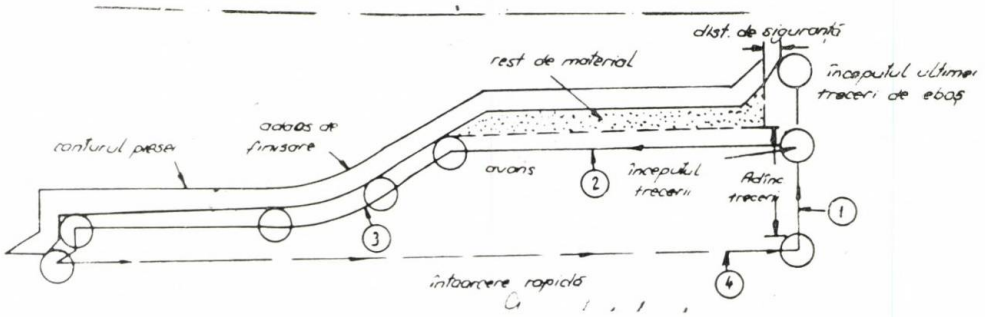


Fig. 7

b) pătrunderea pînă în punctul de început al baleierii 3;
c) mișcarea de filetare propriu-zisă în punctul 4;
d) retragerea sculei din material pînă la dreapta de siguranță 5 și revenirea în poziția de început a pătrunderii.

Găurirea pe strunguri se face asemănător cu găurirea pe mașini de găurit. Toate găurile la strung se fac pe direcția axului principal.

Concluzii

Prezentul articol a analizat, în paralel, posibilitățile tehnologice ale procesorilor mai cunoscuți la noi în țară, în scopul de a creea o imagine de ansamblu asupra problemelor pe care trebuie să le soluționeze un procesor, pentru a fi un instrument cu adevărat util, în programarea automată a mașinilor-unelte cu comandă numerică.

O caracteristică comună tuturor procesorilor analizați, constă în faptul că pot fi implementați numai pe calculatoare cu capacitate de memorie medie sau mare, în schimb folosesc în mică măsură echipamentul periferic al calculatorului. Deși timpul de rulare al unui program este foarte scurt, eficiența programării automate rămîne relativ scăzută, din cauză că aceste calculatoare mari nu se află în apropierea atelierului și nu sînt accesibile în orice moment.

În prezent, există tendința de a folosi în producție minicalculatoare, amplasate cît mai aproape de atelier, la care accesul este posibil în orice moment. Acest fapt a generat apariția unor procesori noi, la elaborarea cărora s-a ținut cont de resursele limitate ale minicalculatoarelor, din punct de vedere al memoriei și al perifericelor, cum ar fi procesorii PROMO, EASYPROG, GTL/3, GTL/T etc.

Odată cu creșterea performanțelor minicalculatoarelor, se prevede ca în viitor acestea să poată rezolva aproape în totalitate, problemele legate de programarea automată a mașinilor-unelte cu comandă numerică pe 2 și $2\frac{1}{2}$ axe.

Performanțele unui sistem de programe trebuie să fie analizate și din punct de vedere al posibilităților sale de exploatare: vizualizare, arhivare, mod de lucru conversațional, etc. Acestea sînt de aceeași utilitate pentru programator, ca și setul de instrucțiuni al limbajului.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: PROCESSEUR APT RCV. Manuel de présentation.

[2] * * *: System/360 AUTOSPOT Numerical Control Processor (360 A-CN-08X) version 2. Part Programming Manual.

[3] * * *: EXAPT 1 Sprachbeschreibung.

[4] * * *: IFAPT Manuel de programmation. Le module de tournage 2 e partie.

[5] *Sauvaire, C.:* Le module de tournage du système IFAPT simplifie la programmation des tours à commande numérique.

[6] * * *. EXAPT 2 Sprachbeschreibung.

[7] * * *. COMPACT II programming manual, vol. II.

[8] *Botez, E., Dorin, Al.:* Tehnologia programării numerice a mașinilor unelte. Editura tehnică. București, 1973.

CZ.: 621.314.1

Un traductor de înaltă precizie pentru mașinile unelte cu comandă numerică — interferometrul cu laser

Ing. Andrei **BRUNFELD** — ICSITMUAMFS „Titan" București
Ing. Constantin **BLĂNARU**, ing. Gheorghe **POPESCU** — IFTAR București

Industria constructoare de mașini este prima ramură industrială pentru care precizia devine un factor esențial, deoarece, într-un fel sau altul, ea este la originea tuturor celorlalte ramuri. Problema preciziei este cu atît mai acută cu cît cerințele sînt mereu crescînde (de la 0,1 mm la 0,01 mm și, în ultimul timp, precizia de 1/um nu mai pare ieșită din comun). În această direcție mașinile-unelte au atins deja un nivel calitativ ridicat și care este în continuă creștere, nivel pe care sistemele de măsurare abia trebuie să îl ajungă.

Precizia sistemului de măsurare a deplasării diverselor elemente din componența mașinilor-unelte depinde de mai mulți factori dintre care cei mai importanți sînt:

— imprecizia traductorilor propriu-ziși;
— abaterile ghidajelor mașinii și ale suporților traductorilor de la forma ideală;
— abaterile poziției reciproce a ghidajelor;
— abaterile de la paralelism și/sau perpendicularitate dintre ghidaje și axele mașinii;
— deformarea elementelor mașinii sub acțiunea forțelor statice;
— deformarea elementelor mașinii datorită temperaturii și gradienților de temperatură;
— influența forțelor de prelucrare ce deformează atît mașina cît și piesa într-un mod variabil în timpul lucrului.

Pentru eliminarea acestor inconveniente există două căi principale:

— măsurarea piesei în timpul prelucrării;
— adaptarea unui sistem metrologic de referință independent de mașină.

O examinare mai atentă a primei soluții duce la concluzia că rezolvarea problemei este limitată.

Cea de-a doua soluție — de altfel mai corectă — ar însemna substituirea definiției metrologice a mașinii de la referințe „interne" — rigle de un fel sau altul — la referințe „externe" — rigle autopurtătoare.

Una din soluțiile cele mai bune în rezolvarea problemei de mai sus o constituie măsurarea interferometrică; aceasta este independentă de definiția metrologică a mașinii, datorită lipsei suportului mecanic, cît și datorită divizării „în sine" a riglei de măsurare.

PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE AL UNUI SISTEM DE MĂSURARE CU TRADUCTOR INTERFEROMETRIC

Schema de principiu a unui sistem de măsurare cu traductor interferometric este reprezentată în figura 1. Un asemenea sistem se bazează pe numărarea automată a franjelor de interferență obținute într-un interferometru tip Mickelson de construcție specială, ce folosește de lumină radiația înalt coerentă a unui laser cu gaz (amestec de heliu și neon) cu funcționare continuă.

Sursa laser **A** emite o radiație continuă cu lungimea de undă în aer $\lambda = 0{,}6328/\text{um}$ (roșu). Frecvența de emisie și puterea de ieșire laser sînt stabilizate, prin mijloace combinate mecanice și electronice, împotriva influenței factorilor perturbatori (mediu ambiant și mașină). Colimatorul **B** are rolul de a corecta divergența naturală a fascicolului laser, transformîndu-l într-un fascicul paralel, ce permite efectuarea de măsurări pe distanțe mari. În partea fixă a interferometrului (blocul **C**), fasciculul laser este divizat în două fascicule de intensități egale cu ajutorul lamei semitransparente **1.** Unul dintre fascicule este trimis către prisma fixă **2** și reflectat de aceasta din nou pe lama **1,** formînd drumul de referință (brațul fix) al interferometrului, iar celălalt, reflectat de prisma mobilă **3,** definește drumul de măsurare (brațul mobil). Recompunerea celor două fascicule pe suprafața lamei semitransparente **1** dă naștere unui cîmp luminos, a cărui intensitate depinde direct de diferența de drum — măsurată în lungimi de undă — dintre brațul fix și cel mobil al interferometrului. Într-o formă simplificată, (condiții ideale de coerență) se poate scrie:

$$I = I_0 \left(1 + \cos 2\pi \frac{n\delta}{\lambda} \right) \qquad (1)$$

unde:

I — intensitatea cîmpului de interferență (presupus uniform);
I_0 — intensitatea fasciculului emis de laser;
n — indicele de refracție al mediului;
δ — diferența de drum geometric;
λ — lungimea de undă a radiației laser.

Așa cum se observă din formula (1), intensitatea cîmpului de interferență variază cosinusoidal cu diferența de drum între valoarea maximă și zero, după cum cele două fascicule care se suprapun sînt în fază sau în antifază. O variație a intensității minim-maxim-minim corespunde unei deplasări efec-

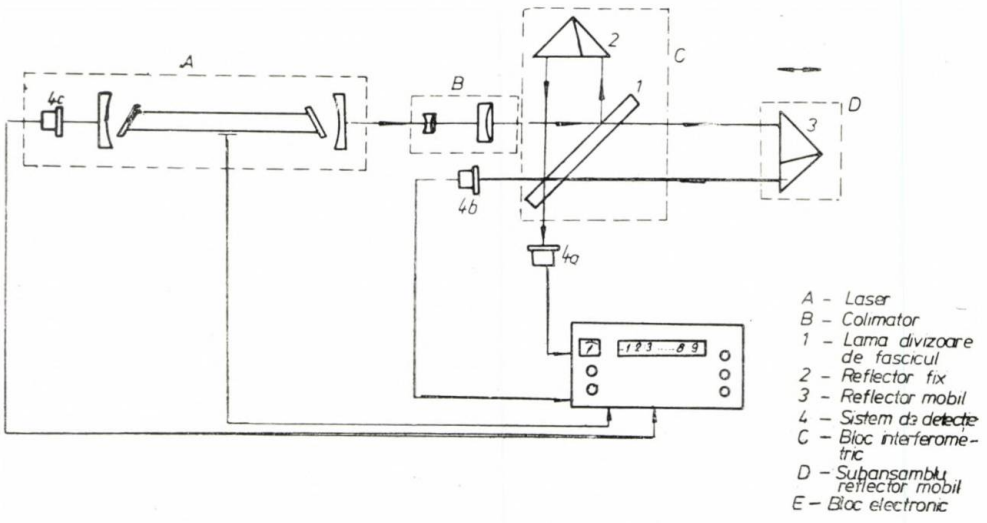


Fig. 1 Schema de principiu a interferometrului cu laser.

tive a prismei mobile **3** de $\frac{\lambda}{2} = 0{,}3164/\mu m$, obținîndu-se astfel transformarea deplasării prismei într-un semnal optic periodic.

Semnalele optice sînt detectate de sistemele de detecție **4 a** și **4 b** și transformate în semnale electrice.

Blocul electronic **E** amplifică, prelucrează și numără semnalele electrice primite, le convertește în unități metrice și le afișează. În acest fel, se realizează din fasciculul laser o riglă „autopurtătoare", cu diviziuni echidistante de 0,3164/um, „citite" de interferometru.

AVANTAJELE ȘI DEZAVANTAJELE SISTEMULUI DE MĂSURARE CU TRADUCTOR INTERFEROMETRIC

1. Din însuși modul de funcționare, rigla interferometrică reproduce direct etalonul de lungime, în conformitate cu legile de propagare ale cîmpului electromagnetic: lungimea de undă emisă într-un mediu este dependentă numai de viteza de propagare în mediu și de frecvența emisă. Viteza luminii în mediu este dată de caracteristicile mediului, iar frecvența emisă. Viteza luminii în mediu este dată de caracteristicile mediului, iar frecvența emisă este reproductibilă în limitele a 1 parte în 10^8. Aceasta înseamnă că fiecare nouă amorsare a laserului va defini o nouă riglă, diferită de cele anterioare și față de etalonul de lungime în limitele a 0,01 μm/m. În timpul funcționării, stabilitatea frecvenței emise este de aproximativ 5 părți în 10^8. Datele de mai sus evidențiază o eroare a riglei interferometrice mai mică de 0,1 μm/m. Celelalte tipuri de traductori, cu rigle ce reproduc etalonul de lungime printr-o metodă oarecare (desigur, afectată de erori), nu reușesc să micșoreze eroarea sub 3 μm/m.

2. Neliniaritatea indicațiilor este, pentru interferometre de maximum 0,5 μm/m, pe cînd la traductorii clasici ea variază funcție de porțiunea riglei cu valori de 2—4 μm/m la riglele de înaltă precizie. Acest fapt conferă interferometrelor mari posibilități de eliminare a erorilor sistematice.

3. Sensibilitatea interferometrelor este de 0,1 μm putînd ajunge la 0,01/μm, pe cînd la cei mai buni traductori clasici este de 1 μm.

4. Cumulînd eroarea riglei, nelinearitatea indicațiilor și sensibilitatea, se poate afirma că eroarea totală a interferometrelor este de 0,01—0,5 μm/m, față de 4—6 μm/m performanță de vîrf a traductorilor convenționali.

5. Apariția, în timpul funcționării, a unor erori suplimentare datorate dereglării accidentale a traductorului interferometric este imediat detectabilă, spre deosebire de ceilalți traductori, unde dereglarea este sesizată cu mare întîrziere; astfel spus, interferometrele se verifică prin ele însele, fără necesitatea etalonării sau verificării periodice, pe cînd traductorii convenționali necesită cel puțin două etalonări inițiale — la punerea în funcțiune și la beneficiar — și verificări periodice.

6. Lipsa suportului mecanic al riglei autopurtătoare oferă — la punerea pe mașină — o serie de alte avantaje sistemelor de măsurare cu traductor interferometric:

- — același cost al echipamentului, indiferent de distanța măsurată, cu menținerea tuturor caracteristicilor;
- — evitarea influenței impreciziei geometrice a mașinii și a deformațiilor acesteia;
- — o mare stabilitate în timp a reglajelor efectuate;
- — posibilitatea măsurării simultane pe mai multe axe cu aceeași sursă laser;
- — posibilitatea efectuării automate sau semiautomate a corecțiilor de mediu;
- — realizarea de măsurări în locuri greu accesibile, cu trasee apropriate de axele mașinilor;
- — ușurință în alinierea fasciculului cu direcția de măsurare;
- — comoditate în montare și manipulare, fără execuția unor suporți speciali sau prelucrări deosebite;
- — fasciculul nu se „deteriorează" la contactul cu corpuri străine și nu necesită protecții speciale.

Principalul dezavantaj al utilizării sistemului de măsurare cu traductor interferometric este, pentru moment, prețul. Acest lucru face ca utilizarea lui să fie competitivă, în special la mașinile foarte precise sau la mașinile grele (unde problemele de montaj, reglare și protecție duc la o scădere rapidă a performanțelor traductorilor convenționali).

PROBLEME SPECIFICE UTILIZĂRII ÎN CONSTRUCȚIA MAȘINILOR-UNELTE

a) Cerințe privind sistemul de măsurare propriu-zis:

— robustețea este asigurată printr-o construcție adecvată, cu posibilitatea blocării tuturor reglajelor laserului și interferometrului;

— siguranța în funcționare este determinată numai de sistemul electronic; ea nu este influențată de aplicarea pe mașini. Frecvența de lucru a sistemului electronic este calculată ca acoperitoare față de viteza maximă de deplasare a saniei.

b) Amplasarea pe mașină are în vedere valorificarea avantajelor menționate în capitolul anterior 3. Se asigură astfel: măsurarea pe mai multe axe cu aceeași sursă laser, apropierea traiectoriei optice de axele de măsurare, modificări minime ale mașinii de bază, accesibilitate ușoară, comoditate în lucru, etc.

c) Stabilitatea lungimii de undă și a puterii emise este asigurată de sistemul electronic — printr-un reglaj în buclă închisă — cu performanțe la nivelul fracțiunilor de microni pe metru, fără necesitatea etalonării sau a verificării. În afara sursei, în cazul în care este necesar, se pot face corecții de mediu : manuale, semiautomate, automate.

d) Factorii perturbatori — datorați funcționării mașinilor unelte — acționează asupra traductorului interferometric după cum urmează :

— deplasările laterale și longitudinale ale sursei, rotirile laserului în jurul axei proprii, deplasarea lamei divizoare de fascicul într-o mișcare plan-paralelă, deplasările fotodetectorilor în lungul axei optice precum și rotirile lor în jurul acestei axe nu influențează funcționarea interferometrului ;

— rotirile sursei laser față de axa de măsurare se elimină prin alinierea fasciculului cu o abatere maximă de $\pm 0{,}3$ mm pe lungimea de lucru, aliniere de realizat și menținut ;

— rotirile oglinzilor sînt preluate prin schimbarea lor cu retroreflectori. În funcție de gabaritul acestora se pot prelua rotiri nedorite ale saniei mașiniigenerate de abateri ale ghidajelor, jocuri, deformații, etc. — $\pm$intre $2''$ și $\pm 5''$;

— deplasările laterale ale saniei mașinii sînt tolerate la $\pm 0{,}3$ mm ;

— vibrațiile mașinii nu trebuie să influențeze sursa laser — situată într-un loc cu vibrații scăzute și prevăzută cu amortizori speciali — iar sistemul de măsurare afișează cota instantanee (cu o viteză mult superioară vibrațiilor).

Concluzii

Dezvoltarea, în perspectivă imediată, a mașinilor-unelte, de precizie, este strîns legată de rezolvarea problemei sistemelor de măsurare. În această direcție, sistemele de măsurare interferometrice constituie una din soluțiile cele mai bune din punct de vedere al preciziei, sensibilității și distanței de măsurare.

Avantajele sistemelor de măsurare cu traductor interferometric le recomandă aplicării la mașinile-unelte cu comandă numerică sau afișare de cote, mașini-unelte de precizie, mașini grele, mașini agregat și linii de transfer, mașini de prelucrat circuite integrate, mașini de măsurare cu sau fără comandă numerică, și așa mai departe.

Trebuie remarcat faptul că posibilitățile tehnologice actuale permit realizarea de sisteme de măsurare interferometrice echipate cu surse laser care depășind faza de laborator, pot concura, din punct de vedere al robusteței și fiabilității, cu oricare din sistemele convenționale de măsurare a deplasărilor pe mașinile-unelte.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Barrier, B.* : Un vernier de tip nou : interferometrul cu laser — Inter Electronique, nr. 26, 1971.

[2] *Barringer, B., Bonner, A. J.* : A commercial laser interferometer for lenght measurement by fringe conuting. The radio and electronic engineer, nr. 1, 1970.

[3] * * * : Un interferometre a laser automatique pour les mesures industrielles de longeurs. Revue Brown-Boveri, nr. 1, 1968.

[4] *Krsek, J.* : Optical systems of laser interferometers Optica Aplicată IV, 4.

[5] * * * : Die Lasermesstechnik. Buletin de informare tehnică Metra-Blansko.

[6] *Kotula, A.* : Interferometrul cu laser — A IV-a Conferință internațională tehnico-științifică Cracovia, 1973.

[7] * * * : Catalog nr. 203, SORO-OPTICS.

[8] *Rau, K.* : L'interferometre a laser du Zeiss Jena pour mesures lineaires — Revue d'Jena, număr special, 1974.

[9] * * * : Buletine tehnice Hewlett-Packard din 15 iunie 1973, iulie 1975, august 1975, noiembrie 1975.

[10] * * * : Note aplicative Hewlett-Packard nr. 156—1, 156—2, 156—3.

[11] *Rudé, A. F., Ward, M. J.* : Laser transducer systems for high accuracy machine positioning-Hewlett Packard Journal, feb. 1976.

[12] *Popescu, G., Blănaru, C.* : Laser cu He-Ne cu funcționare monofrecvență — Studii și cercetări de fizică. Ed. Academiei R.S.R., nr. 1, tom 28, 1976.

[13] *Birnbaum, G.* : Frequency stabilised gas lasers. Electron technoloqy, 1969.

[14] *Navratil, M.* : Contribuție la măsurarea distanței pe baza definiției lungimii de undă a luminii — Strojirenstvi, nr. 6, 1971.

[15] *Mielenz, K. D., Nefflen, K. F., Rowley, W. R. C., Wilson, D. C., Engelhard, E.* : Reproductivity of He-Ne laser wavelengths at 633 μm. Applied Optics, nr. 2, 1968.

[16] *Mielenz, K. D.* : Lengh measurement and laser wavelegth stability. Raport NBS, 1966.

[17] * * * . Model 119 Stabilite Laser. Prospect Spectra Physics, nr. 2, 5 M—5/72.

[18] * * * : The laser interferometer (Taylor Hobson). Operator's manual.

[19] *A. G. McNish* : Lasers for length measurement.

[20] * * * : Publicații, materiale de prezentare, cataloage și prospecte ale firmelor : Spectra Physics, Hewlett-Packard, SIP, Moore, Soro, Motra Blansko, Möeler Werdel, Zeiss Jena, Hilger Watts, Tsugami.

[21] *Brunfeld, A., Atanasiu, D., Hâncu, D.* : Lucrări de cercetare, materiale interne, studii tehnice din ICPMUA.

[22] *Popescu, Gh., Blănaru, C.* : Lucrări de cercetare, seminarii științifice, studii din IFTAR.

CZ. : 621.314.1

Limite și tendințe în aplicarea traductorilor de deplasare la mașinile-unelte cu comandă numerică

Ing. Corneliu **GORNIC**, ing. Andrei **BRUNFELD** — ICSITMUAMFS „Titan" București

Introducere

Cerințele de precizie tot mai ridicate și complexitatea pieselor ce trebuie prelucrate cu ajutorul mașinilor-unelte cu comandă numerică (MUCN) impun acestora din urmă realizarea și cunoașterea cît mai exactă a mișcărilor relative dintre piesă și scula aș-chietoare. Traductorul — elementul principal al sistemului de măsurare al mașinii — transformă deplasările (liniare sau unghiulare) în semnale (de cele mai multe ori electrice), aflate într-o dependență bine stabilită față de deplasarea dată.

Alegerea traductorului unei MUCN depinde de tipul prelucrărilor, de precizia acestora, de posibilitatea amplasării în construcția mașinii, de compatibilitatea traductorului cu echipamentul NC cu care se dotează mașina, de productivitatea necesară, de dimensiunile de gabarit, precum și de factori economici.

Scopul lucrării de față constă în prezentarea stadiului actual și a tendințelor în utilizarea pe MUCN a traductorilor de deplasare, avînd în vedere faptul că există un decalaj crescînd între cerințele de precizie impuse pieselor și mașinilor, pe de o parte și posibilitățile traductorilor, pe de altă parte.

În analiza tipurilor uzuale de traductori de deplasare se vor avea în vedere performanțele și limitele acestora, precum și problemele constructive și tehnologice ce apar la aplicarea lor pe MUCN.

Analiza de față are în vedere, în mod deosebit, creșterea calității MUCN din punct de vedere al preciziei de poziționare, motiv pentru care nu se vor lua în discuție sistemele de măsurare indirectă a deplasărilor, sisteme care, pe lîngă eroarea proprie, introduc în măsurare și erorile lanțului cinematic propriu sau al MUCN.

Pentru evitarea unor eventuale confuzii, se consideră necesar a se preciza faptul că rezoluția unui sistem de măsurare nu trebuie confundată cu eroarea acestuia, care, de obicei, este mai mare pe cursa de lucru.

Traductori numerici incrementali

Traductori cu semnal în intensitate (rigle incrementale J. HEIDENHAIN). Traductorii numerici incrementali (traductori incrementali) au drept părți componente principale rigla incrementală și capul de citire. Deplasarea relativă a celor două părți componente este transformată în semnale de tensiune, în general, prin procedee fotoelectrice de citire a unor diviziuni executate pe riglă.

Traductorii de uz curent au o perioadă de 0,01 mm (mărimea pasului diviziunilor riglei); prin divizare electronică se poate ajunge la o rezoluție de 0,0025 mm, cu posibilități de micșorare a acestei valori. Totuși, divizarea electronică în continuare se evită, deoarece se poate ajunge la situația ca incrementul minim afișat de sistemul de măsurare să fie mult mai mic decît eroarea de divizare a riglei. În acest caz, traductorul își va amplifica propriile erori. Se poate afirma, prin urmare, că sensibilitatea unui traductor de acest tip este limitată de eroarea de execuție a riglei, care, în prezent, nu poate fi micșorată sub valoarea de 0,010 mm/m. Această valoare limitează atît precizia sistemului de măsurare, cît și sensibilitatea traductorului.

Domeniul de lucru al traductorilor este de pînă la 2 m, cu măsuri constructive speciale (în mod curent pînă la 1 m). Viteza de lucru este suficient de mare pentru a acoperi toată gama de viteze de deplasare la MUCN.

La aplicarea pe mașină trebuie să se țină cont de următoarele:

— eroarea traductorului este transmisă integral mașinii, la aceasta adăugîndu-se influențele negative ale MUCN (abateri de formă și poziție a ghidajelor, de aliniere a riglei cu ghidajele, deformații termice și mecanice variabile în timpul lucrului, etc.) (fig. 1).

— coeficientul de dilatare termică al riglei trebuie să fie cît mai apropiat de cel al fontei sau oțelului; dacă se ține cont de faptul că acestea se dilată cu 0,010—0,012 mm/m, °C, iar sticla optică obișnuită cu 0,002—0,003 mm/m, °C se observă ușor importanța materialului pe care se execută divizarea (calitatea divizării pe oțel este mai scăzută decît pe sticlă, ducînd la un pas minim de 0,020 mm);

— în cazul riglelor de sticlă, în special, montarea trebuie făcută cu deosebită atenție, avînd în vedere fragilitatea suportului;

— traductorii trebuie protejați cu multă atenție contra murdăririi, pătrunderii corpurilor străine, loviriii accidentale (soluțiile moderne, capsulate, nu asigură protecția la lovire).

Traductori cu semnal în frecvență (rigle PHILIPS). Față de traductorii descriși anterior, traductorii cu semnal în frecvență beneficiază de avantajul unei divizări cu pas mărit a riglei, fără ca acest lucru să afecteze sensibilitatea sistemului de măsurare.

Funcționarea se bazează pe baleierea unei porțiuni din riglă de către două imagini ale cursorului, imagini care se deplasează în sensuri opuse. La apariția unei deplasări relative între riglă și cursor, frecvența de suprapunere a imaginilor cursorului pe riglă este modificată cu aceeași valoare, dar de semn diferit, pentru cele două sensuri de baleiere. Valoarea cu care se modifică frecvența de baleiere este direct proporțională cu viteza de deplasare relativă ; prin integrarea semnalelor se obține distanța reală, parcursă.

Din punct de vedere al preciziei, sensibilității și vitezei de lucru, traductorii cu semnal în frecvență sînt similari celor cu semnal în intensitate. Domeniul de lucru este limitat numai de influența MUCN, deoarece riglele se pot monta cap la cap (în tronsoane cuprinse între 245 și 1470 mm).

Montarea pe mașină prezintă următoarele particularități :

— eroarea traductorului se transmite integral în eroarea de poziționare a mașinii numai pe lungimea unei rigle, îmbinarea cap la cap a acestora permițînd compensarea parțială a erorilor tronsonului anterior ; montarea cap la cap a mai multor tronsoane ridică problema de aliniere a riglelor cu deplasarea elementului mobil ;

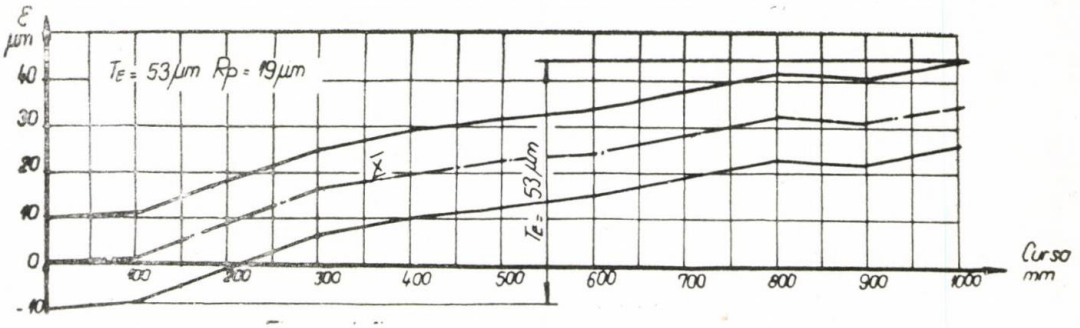


Fig. 1 a Influența erorii traductorului numeric incremental asupra erorii de afișare.

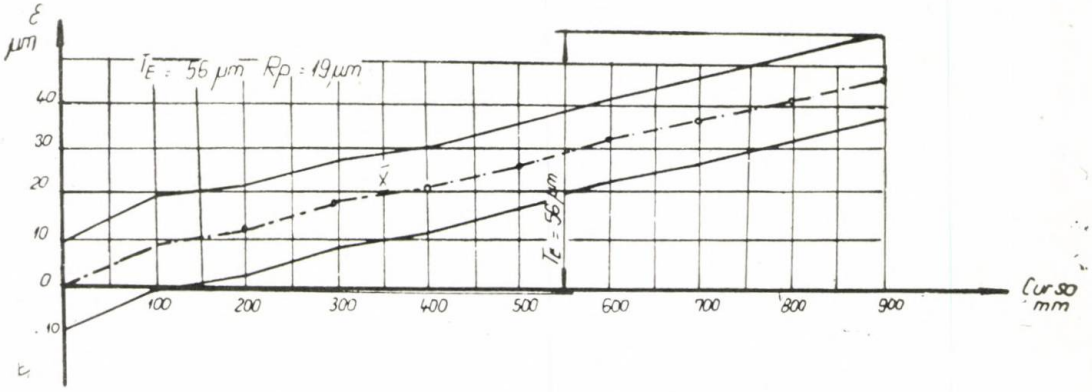


Fig. 1 b Eroarea unui traductor numeric incremental.

— semnalul în frecvență este mult mai puțin sensibil la murdărirea și zgîrierea riglei din același motiv, distanța dintre capul cititor și riglă poate fi mărită, permițînd curățarea relativ ușoară a ultimei ;

— principiul de funcționare permite o toleranță mai largă la deformarea și dezalinierea riglei, deci la influențele negative ale mașinii.

Traductori numerici absoluți (rigle codificate J. HEIDENHAIN)

Aceștia au ca părți principale rigla codificată și cititorul codificat. Diferența principială față de traductorii incrementali constă în faptul că se citesc mai multe piste în loc să se numere mai multe impulsuri. Citirea se efectuează în codul binar, trecerea în sistemul zecimal făcîndu-se printr-un decodificator. Atît rigla, cît și cursorul sînt din sticlă, citirea făcîndu-se prin transparență.

Rezoluția traductorului poate ajunge pînă la 0,002 mm, cu o eroare, pe toată lungimea riglei, de 0,004 mm.

Construcţia riglelor nu permite asamblarea cap la cap, fapt ce limitează domeniul de măsurare la maximum 1,5 m.

Viteza de lucru este practic nelimitată. Traductorii numeric absoluţi sînt singurii care îşi păstrează informaţia, chiar şi după întreruperea fluxului luminos. Acest avantaj, ca şi precizia ridicată au făcut ca traductorii numeric absoluţi să fie utilizaţi în domeniile unde funcţionarea sigură este o condiţie a existenţei sistemului. Avantajul de mai sus este micşorat de inconvenientul unei origini fixe (pe o MUCN la care originea sistemului de coordonate se stabileşte în funcţie de piesa de prelucrat, inconvenientul poate deveni important).

Eliminarea inconvenientelor codificării binare impune utilizarea unor soluţii speciale de codificare sau citire, fapt care prezintă un alt inconvenient al traductorilor de acest tip.

La aplicarea pe MUCN, precizia sistemului de măsurare nu se modifică substanţial, dar manevrarea, montarea şi protejarea în funcţionare a acestor traductori fragili şi de dimensiuni mari ridică probleme deosebite. Acest fapt îi face să fie utilizaţi la MUCN numai în cazuri speciale.

Rezultatele unor experimentări efectuate pe o maşină în execuţie normală, din punct de vedere al preciziei, sînt ilustrate în figura 2.

discretă, prelucrată în continuare în mod similar ca la sistemele incrementale. În intervalul unei perioade a funcţiei periodice, traductorul funcţionează analogic absolut, iar prin numărarea perioadelor se obţine o numărare ciclică. În final, rezultatul este o măsurare ciclic absolută. Traductorii folosiţi în mod curent au o perioadă de 2 mm.

Rezoluţia unui traductor ciclic absolut (inductosyn) depinde, în principal, de calitatea conversiei analog-numerice. În prezent, s-a ajuns la rezoluţii de 0,001 mm.

Traductorii se execută în construcţie modularizată, cu lungimea uzuală de 250 mm. Eroarea pe un modul este destul de mică — de ordinul a 0,0025 mm la execuţia precisă.

Domeniul de lucru este teoretic nelimitat, însă, aplicarea pe maşină a modulelor duce la o creştere importantă a erorii cumulate, în pofida posibilităţilor de compensare a acesteia.

Viteza de lucru este acoperitoare pentru domeniile utilizate la MUCN.

Montarea modulelor pe maşină impune execuţia unor suporţi speciali pentru acestea, ca şi pentru cursor, suporţi care trebuie aliniaţi cu direcţiile de deplasare ale maşinii. Execuţia modulară permite compensarea parţială a erorilor modulelor avînd în acelaşi timp — dezavantajul instabilităţii în timp şi a sensibilităţii sporite la deformaţiile maşinii.

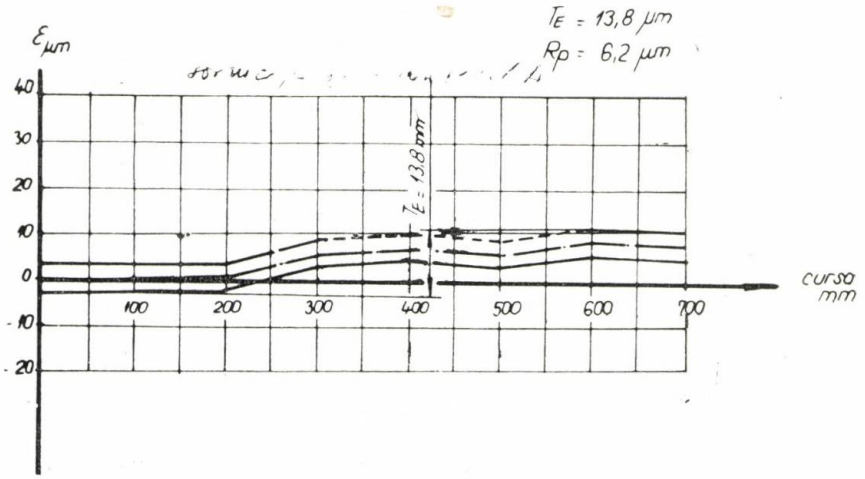


Fig. 2 Erorile de poziţionare ale unei MUCN echipată cu traductori numeric absoluţi.

Traductori analogici

Mărimea de ieşire (semnal) a traductorilor analogici este o variabilă continuă, direct proporţională cu deplasarea. Între mărimea semnalului şi faza acestuia, există o dependenţă bine stabilită, determinată, de regulă, de o funcţie periodică, perioada funcţiei constituind o caracteristică a traductorului. Semnalul analogic este convertit într-o mărime

Dezavantajele menţionate au condus la experimentarea unor module de lungime mai mare (mergîndu-se pînă la o construcţie sub formă de bandă), experimentări care, pînă în momentul de faţă, n-au dat rezultatele aşteptate.

Robusteţea şi insensibilitatea la murdărire sînt satisfăcătoare, ceea ce nu impune luarea unor măsuri deosebite de protecţie.

Rezultate obținute la montarea unor module în execuție precisă pe o mașină de înaltă precizie sînt ilustrate în figura 3 (a, b). În condiții normale, erorile sînt de 2—3 ori mai mari decît cele prezentate. Diferența dintre execuția precisă și cea normală a unui modul inductosyn rezultă din figura 4 (a, b).

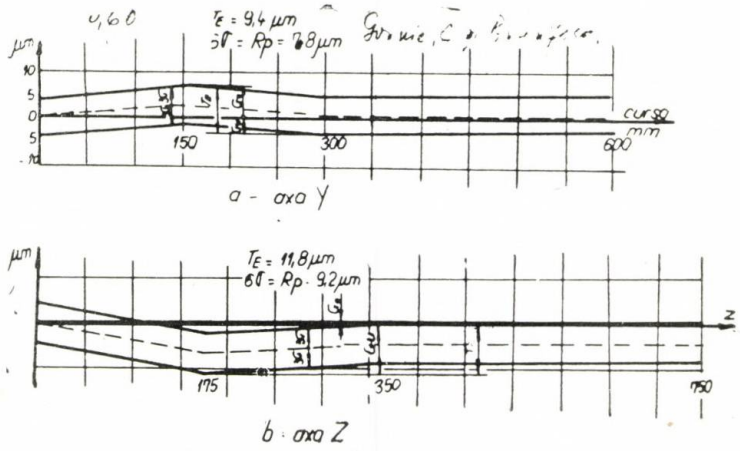


Fig. 3 a, b Erori de poziționare ale unei MUCN de precizie echipată cu traductori inductosyn de precizie: *a* — axa *Y*; *b* — axa *Z*.

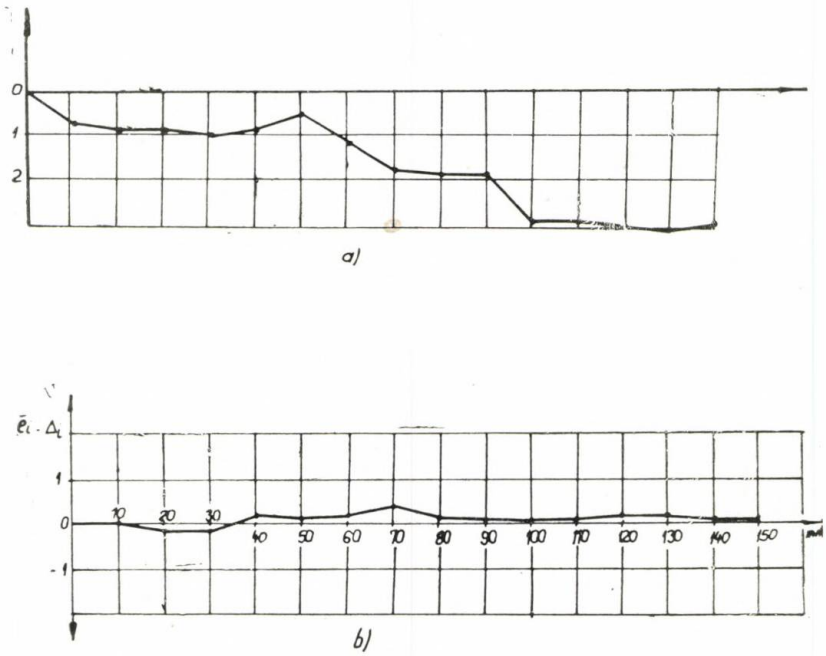


Fig. 4 a, b Rezultate comparative privind erorile unor traductori inductosyn în execuție normală (a) și precisă (b).

Traductori interferometrici

Traductorii interferometri sînt de tip incremental. Ei n-au fost incluși în categoria respectivă deoarece, în acest caz, „rigla" are o proprietate aparte: este autopurtătoare, diviziunea fiind dată de însăși natura luminii, iar citirea avînd loc cu ajutorul unui cititor special, interferometrul.

Funcționarea se bazează pe numărarea franjelor formate într-un interferometru Michelson prin compunerea semnalelor luminoase din brațele interferometrului. Variația lungimii brațului mobil cu o jumătate din lungimea de undă a radiației emise dă un semnal incremental.

Sensibilitatea interferometrului depășește cu mult cerințele actuale de la MUCN. În funcție de necesități, aceasta poate fi de la

0,001 mm pînă la 0,00001 mm sau chiar mai bună. În ceea ce privește eroarea acestui traductor, trebuie specificat faptul că metrul etalon este definit tot interferometric. Prin urmare, aparatul este o reproducere directă a unității de lungime. Eroarea acestuia rezultă numai din diferența dintre lungimea de undă luată în calcul (cunoscută față de etalonul primar) și cea reală (în condiții de funcționare).

Reproductibilitatea lungimii de undă se realizează cu eroare mai mică de 0,00001 mm/m, aceasta constituie, de fapt, eroarea de divizare a „riglei" interferometrice. Eroarea de „citire" a „riglei" este, însă, dependentă de condițiile de lucru, fiind, pentru condițiile normale de funcționare a MUCN, mult mai mare decît valoarea reproductibilității — circa 0,0005 mm/m.

Distanța de măsurare pentru traductori interferometrici cu surse laser este între 10—60 m.

Viteza de lucru este limitată la 18m/min, valoare acoperitoare pentru domeniile uzuale de la MUCN.

Aplicarea acestor traductori pe mașini-unelte prezintă următoarele particularități:

— caracteristicile tehnice prezentate mai sus se mențin pe mașină, traductorul nefiind influențat de aceasta;

— există posibilitatea utilizării unei singure surse laser pentru mai multe interferometre, ceea ce permite măsurarea independentă a deplasărilor pe mai multe axe;

— lipsa suportului „riglei" oferă o serie de alte avantaje ca: menținerea caracteristicilor tehnice, independent de lungimea măsurată, evitarea influenței negative a impreciziei geometrice a mașinii (în limitele a $\pm$ 3" la rotire și $\pm$ 0,3 mm la deplasări laterale), posibilitatea corectării automate a factorilor perturbatori, ușurință la aliniere, montare, protecție și manevrare, fără a necesita măsuri deosebite de protecție a „riglei".

Aplicarea pe scară relativ restrînsă a traductorilor interferometrici se aplică prin motive de ordin economic.

Concluzii

O prezentare comparativă a modului de comportare a diferitelor tipuri de traductori la aplicarea pe MUCN cu minimum două axe comandate în funcție de distanța de lucru pe o axă este dată în tabelul 1. Din analiza tabelului se pot observa următoarele:

— pentru distanțe de lucru mici (pînă la 1,5 m) și mașini de precizie normală (0,03—0,04 mm/m), traductori cei mai convenabili sînt cei numerici incrementali și cei analogici. Utilizarea traductorilor numerci absoluți se justifică numai în cazuri speciale (construcții aero-spațiale). Traductorii interferometrici se recomandă în această situație, numai acolo unde precizia devine caracteristica esențială a mașinii (mașini de găurit, rectificat și măsurat în coordonate);

— pentru distanțe mijlocii și mari, la mașini cu precizie normală, se pot utiliza traductori incrementali cu semnal în frecvență sau analogici, în funcție de cerințele și posibilitățile concrete ale fiecărui caz în parte; precizia înaltă poate fi asigurată numai de interferometre, care, pe măsura creșterii distanțelor de măsurare, devin comparabili din punct de vedere al costului;

COMPARAȚIE ÎNTRE TIPURILE DE TRADUCTORI PENTRU M.U.C.N.

Tabelul 1

Caracteristici Tipul traductorului	DISTANȚA DE LUCRU < 1,5 m.				DISTANȚA DE LUCRU 1,5 — 4 m.				DISTANȚA DE LUCRU 4 — 8 m.				DISTANȚA DE LUCRU > 8 m			
	Precizie	Montaj	Protecție	Cost	Precizie	Montaj	Protecție	Cost	Precizie	Montaj	Protecție	Cost	Precizie	Montaj	Protecție	Cost
Numeric incremental cu semnal în intensitate	b	b	b	b	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Numeric incremental cu semnal în frecvență	b	f.b	b	b	b	f.b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	s
Numeric absolut	f.b	s	s	b	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Analogic (ciclic absolut)	b	b	f.b	f.b	b	b	f.b	f.b	b	s	f.b	b	s	s	f.b	s
Interferometru cu laser	f.b	f.b	f.b	s	f.b	f.b	f.b	s	f.b	f.b	f.b	b	f.b	f.b	f.b	f.b

s — slab; b — bun; f.b — foarte bun

— pentru distanțe de lucru foarte mari avantajele interferometrului cu laser sînt evidente.

Compararea particularităților traductorilor descriși evidențiază unele aspecte deosebite, dintre care se menționează :

— toți traductorii, cu excepția interferometrului cu laser, reproduc printr-o metodă oarecare etalonul de lungime materializat pe un suport de sticlă sau metalic. Această reproducere se face întotdeauna cu eroare, limitînd precizia și sensibilitatea traductorilor. Interferometrul cu laser reproduce etalonul de lungime cu erori foarte mici, prin însăși principiul de funcționare.

— realizarea unor lungimi de măsurare mai mari se face prin montarea cap la cap a unor module, fapt care impune calibrarea sistemului de măsurare la punerea în funcțiune a MUCN și la instalarea acesteia la beneficiar. Traductorul cu laser nu are nevoie de calibrare ;

— dereglarea traductorilor — în special a celor modulari — duce la creșterea erorilor sistemului de măsurare, fără ca acest lucru să fie imediat sesizabil ; traductorul interferometric sesizează automat orice dereglare care conduce la creșterea erorii ;

— pentru curse mici și foarte mici precizia traductorilor numerici și costul acestora sînt mai avantajoase decît ale celor analogici ;

— traductorii absoluți sînt singurii care-și păstrează informația ;

— măsurarea deplasărilor unghiulare mari este posibilă numai cu traductori numeric absoluți sau analogici. Interferometrele pot măsura în prezent unghiuri pînă la ± 10—15°.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baștiurea, Gh.* : Comanda numerică a mașinilor unelte. Editura tehnică, București, 1976.

[2] *Moore, R.* : Fondations of Mechanical Accuracy.

[3] *Herholz, H.* : Sisteme de măsurare fotoelectrică a pieselor prelucrate pe mașini cu comandă numerică. M. M. Industrie journal, oct. 1971.

[4] * * *. Sisteme electro-optice de mare precizie pentru măsurarea lungimilor. Tehnica, dec. 1971.

[5] * * *. Transducers — Olivetti, Buletin de informare tehnică H 100 — 1972.

[6] * * *. Systeme de mesure linéaire etanche Minilida 170 — Heidenhain, prospect nr. 62. f. 20.7/76.

[7] * * *. Systeme de mesure linéaire incremental Minilida 150 — Heidenhain, prospect nr. 63. f. 20.3/74.

[8] * * *. System de mesure linéaire incremental fermé LS 700 — Heidenhain, prospect nr. 631.f.20.4/76.

[9] * * *. Digital length ganges — Heidenhain, prospect nr. NE.W. 632 e.50.12/72.

[10] * * *. Systemes de mesure codés (absoluts) — Heidenhain, prospect P 123 f.

[11] * * *. Inductosyn — Heidenhain — prospect nr. 151 d. 20.7/74.

[12] * * *. Lineare inductosyn-Olivetti prospect nr. 3909919 V — 2/73.

[13] *Adamowicz, S.* : Analiza nevoilor metrologice în sistemele mecanice — Automatisme nr. 6—7, 1972.

[14] *Barrier, B.* : Un vernier de tip nou : interferometrul cu laser — Inter Electronique, nr. 26, 1971.

[15] *Navratil, M.* : Contribuție la măsurarea distanței pe baza definiției lungimii de undă a luminii — Strojirenstvi, nr. 6, 1971.

[16] *Steru, M.* : Exploitation des nouvelles découvertes de la physique et de la technologic dans le controle industriel — Automatisme, nr. 1—2, 1972.

[17] *Marechal, A.* : Metrologia și controlul industrial cu laser în sistemele mecanice — Automatisme, nr. 6—7, 1972.

[18] *Maillet, H.* : Metrologia prin laser — Automatisme, nr. 6—7, 1972.

[19] *Koch, J.* : Laser interferometers — Machin Design, feb. 1975.

[20] *Rudé A. F., Ward, M. J.* : Laser transducer systeme for high accuracy machine positioning — Hewlett-Packard Journal, feb. 1976.

[21] * * *. Comunicare tehnico-științifică — Grupul „Zocca" Tîrgul Internațional București, 1975.

[22] *Philips, H.* : Positionamento a laser di organi mobili di machine utensili — Macchine nr. 6, 1972.

]23[* * *. Laser transducer system for machine control — Machinery, 10 ian, 1973.

[24] * * * : Normative (V.D.I.) privind încercarea preciziei de poziționare a mașinilor-unelte.

[25] * * * : Lucrări de cercetare, studii și proiecte ale ICPMUA — București

[26] * * * : Publicații, materiale de prezentare, cataloage și prospecte ale firmelor : Olivetti, Philips, Farrand, Heidenhain, SIP, Moore, Zeiss Jena, Spectra Physics, Hewlett Packard, Taylor Hobson, Soro, Fanuc Metra Blansko, Waldrich-Coburg, Schiess, Dixi, Hoesch, Oerlikon, Ratier-Forest, Toshiba, Mitsui-Seiki, San Rocco, Innocenti, ș.a.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea Poligrafică „Ploiești", str. Vasile Lupu nr. 45, c. 16011.

41.042

ZIUA CONSTRUCTORILOR DE MAȘINI

O tradiție recentă a consacrat prima duminică a lunii iulie constructorilor de mașini — detașament de avangardă al oamenilor muncii din România. În acest an, sărbătorirea lor se desfășoară sub semnul a două evenimente cu semnificații profunde în istoria țării noastre : aniversarea a 35 de ani de la victoria insurecției armate antifasciste și antiimperialiste și Congresul al XII-lea al partidului.

Succesele obținute de constructorii de mașini în anii socialismului au fost, întotdeauna, la înălțimea sarcinilor pe care conducerea partidului și statului le-au încredințat acestei importante ramuri industriale, promotoare a progresului tehnic în întreaga economie.

În acest sens, datorită priorităților în dotare acordate ramurii, precum și consolidării unei experiențe valoroase, construcția de mașini se poate mîndri cu rezultate deosebite ilustrînd principalele direcții actuale ale progresului tehnic : produse noi sau modernizate, de înaltă performanță, mecanizări și automatizări, economii de materii prime, materiale, combustibili și energie, productivitate sporită.

Ritmul mediu de dezvoltare de 13,6 la sută, față de 12 la sută cît era planificat, va face ca, în 1980, peste 70 la sută din valoarea producției industriale să o constituie produsele noi și modernizate.

Printre realizările obținute în „cincinalul revoluției tehnico-științifice" se numără o serie de produse de mare complexitate, cu grad înalt de automatizare, care se aliniază nivelului tehnic mondial. Astfel, trebuie menționate instalația de foraj de 10.000 m, petrolierul de 150.000 tdw, locomotivele diesel electrice de 3000 și 4000 CP, mașinile de prelucrat prin electroeroziune, cu comandă electronică, utilizarea — pe scară largă — a circuitelor integrate, calculatorul „FELIX-512", mașinile-unelte cu comandă program, motorul naval de 7000 CP, convertizorul de oțelărie de 150 tone, coloanele de sinteză și evaporatoarele pentru industria amoniacului ș.a.

S-a accentuat integrarea cercetării științifice și dezvoltării tehnologice cu producție și învățămîntul.

S-a introdus dezvoltarea tehnică pe sisteme de mașini alcătuite din componente tipizate, ceea ce permite — pe de o parte — diversificarea producției, iar pe de altă parte, accentuarea profilării și specializării întreprinderilor. Au fost, astfel, extinse acțiunile de tipizare și unificare a produselor și a ansamblurilor componente, precum și de standardizare — ca mijloace importante de asigurare a disciplinei tehnologice și de reducere a duratei de asimilare.

Pe linia efortului general al întregii națiuni, a fost elaborat un program de măsuri a căror aplicare va conduce la realizarea unor economii de circa 192,4 mii tone de metal la nivelul anului 1980.

Prin munca lor asiduă, ale cărei rezultate au fost — în repetate rînduri — apreciate de conducerea partidului și statului, de tovarășul Nicolae Ceaușescu ; constructorii de mașini contribuie direct și substanțial la ridicarea patriei noastre pe noi trepte de progres și civilizație, la participarea tot mai amplă a României la schimbul internațional de bunuri și valori.

ATTENTION

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION

Les lecteurs étragèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex: 11226,, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans
— THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 147535

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

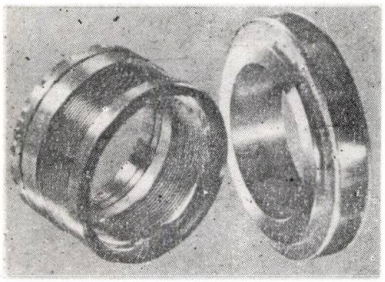
Cele mai bune elemente de etanșare

Firma Crane Packing Ltd este una din marile companii internaționale, specializată de 60 de ani în etanșarea dinamică a arborilor și una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanșare mecanică la actualul nivel de importanță. În prezent producția și serviciile după vînzare oferite nu sînt depășite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilități de dezvoltare ale firmei, precum și pe o reală înțelegere a cerințelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricație care afectează performanțele produselor.

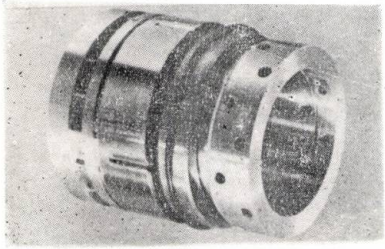
Cele mai multe aplicații de etanșare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicațiile mai dificile și de a le asigura soluții practice. Firma dispune de o vastă experiență, în special în proiecte de rafinării și instalații chimice.

Toate acestea măresc valoarea și fiabilitatea la orice nivel

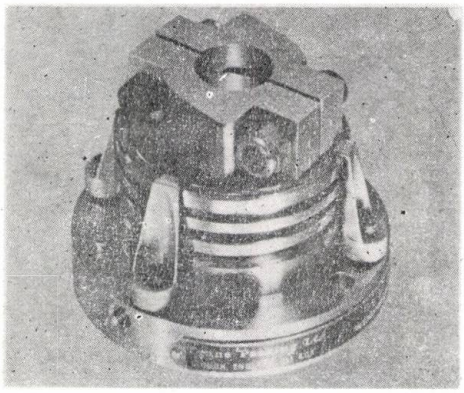
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate și introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicații specifice.



15W T. Dispozitivul încorporează elemente de etanșare metalice și poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît și pentru temperaturi foarte joase

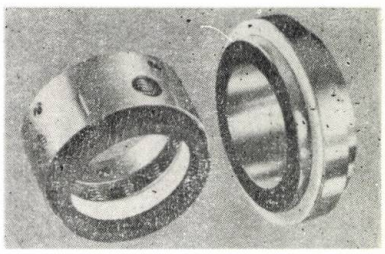


8B. Un dispozitiv de etanșare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte

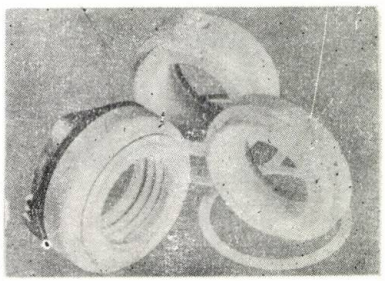


151. Este un dispozitiv de etanșare proiectat în mod special și destinat pentru reactoare sub presiune și alte recipiente de amestec, acționări de agitatoare și alte echipamente similare.

10T. Dispozitiv cu elemente de etanșare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.



109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultații pentru proiectanți?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităților beneficiarilor, în vederea obținerii celui mai potrivit dispozitiv de etanșare:

1. Discuții prealabile cu proiectanții de utilaje și cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanșări, bazate pe o perfectă înțelegere a condițiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienței noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanșare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistență la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanșare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanșare montate și întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcțiune.
8. Asistență la punerea în funcțiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanșare și pentru modul de lucru al instalațiilor.

Pentru informații suplimentare...

Vă invităm să luați legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noștri care călătoresc în mod regulat și frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuții fără obligații sau plată. Ne veți găsi prezenți și ca participanți la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se țin la Bratislava, Brno, București, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan și Zagreb. În cele mai multe țări avem agenți comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative

A.G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria

Telephone 82 93 19 Telex 75 444 CPEE A.

Sediul central

Crane Packing Ltd

SLOUGH, ENGLAND, SL1 40X

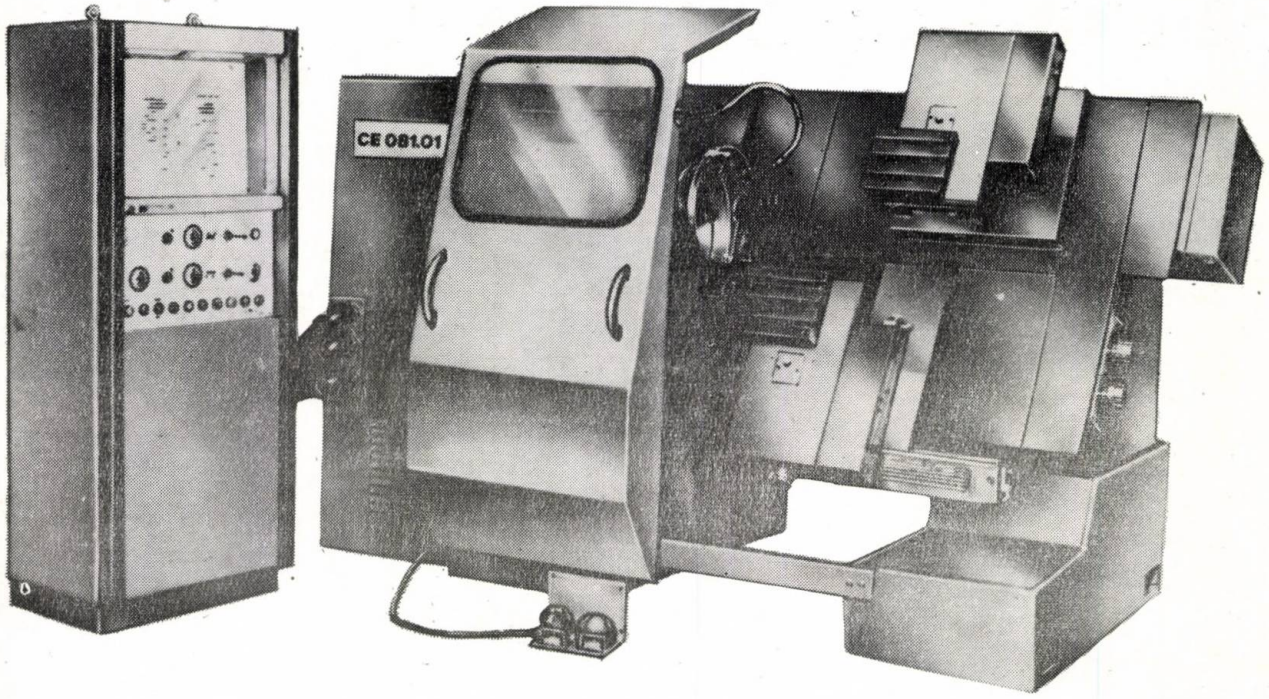
Telephone 0044-0753-31122 Cable:CRANPAC SLOUGH. Telex 848176

PUBLICOM

CE 081

SEMIAUTOMAT MONOAX CU PLATOU CU COMANDA PROGRAM

Semiautomatul monoax cu platou CE 081 este destinat prelucrării de înaltă precizie a flanşelor, şaibelor, roţilor dinţate ale volanţilor, ale tamburilor de frînă şi ale altor piese din oţel, fontă şi metale neferoase, cu diametrul pînă la 500 mm şi lungimea pînă la 300 mm.



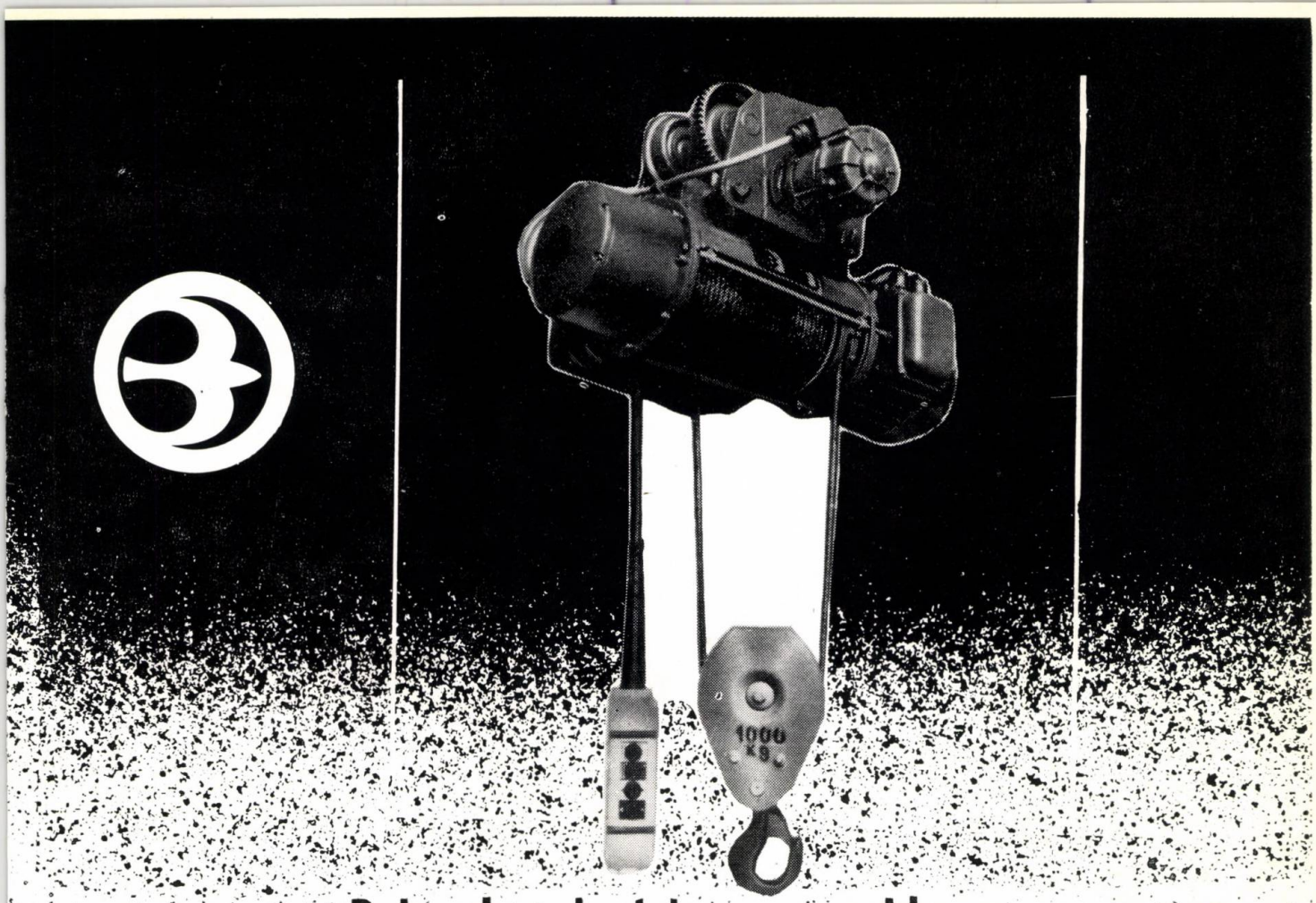
Diametrul maxim prelucrat	500 mm
Diametrul maxim prelucrat pe suport	400 mm
Lungimea maximă prelucrată	300 mm

BULGARIE

Exportator :
VTO Machinoexport
Sofia, R. P. Bulgaria
ul. Aksakova 5
tel. 88.53.21 telex 023—425
telegrame Machinoexport Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

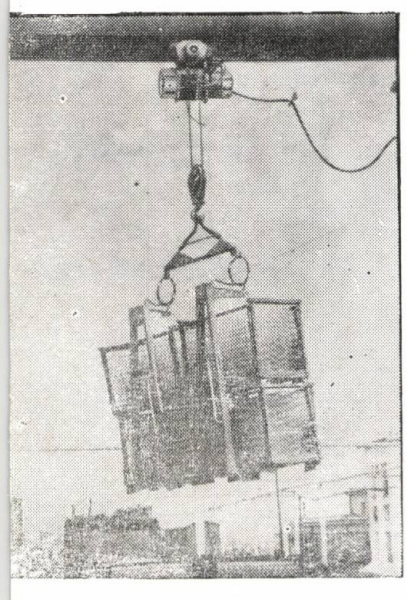


Palanele electrice cu cablu

balkancar

asigură o soluție universală

pentru toate problemele de transport intern din întreprinderi



Calitățile deosebite de funcționare explică sfera largă de aplicare a palanelor în diferite ramuri ale industriei, în metalurgie, comerț și construcții civile, atît ca mecanisme independente de ridicare, cît și sub formă de componente la diverse aparate de manipulare.

- Forța: 500, 1000, 2000, 3200, 5000, 8000 și 12 500 kgf (palane cu cablu);
- Înălțimea de ridicare de la 6 la 36 m (palane cu cablu) și pînă la 6,4 m (palane cu lanț).

— Structură compactă, realizată în sistem modular

— Motor electric cu rotor conic, cu deplasare axială și frînă încorporată.

Reductor de tip planetar cu 2 trepte.

— Viteze mari de ridicare și viteză redusă în mișcările de precizie.

— O gamă largă de variante — palane fixe sau cu cărucior, echipate cu un limitator de sarcină și cheie de siguranță pentru comutatorul de comandă, palane cu pierdere redusă de înălțime.

— Palane cu greutate mică și elemente de rulare ușoare.

— Posibilități de alimentare cu curent la diferite regimuri de lucru și frecvențe, alimentare cu curent monofazat pentru palane cu lanț.

EXPORTATOR

balkancarimpex

1000 SOFIA, str. Alabin nr. 56
Telefon 88.21.22 Telex 023431/2

ÎNTREPRINDEREA CEHOSLOVACĂ DE COMERȚ EXTERIOR

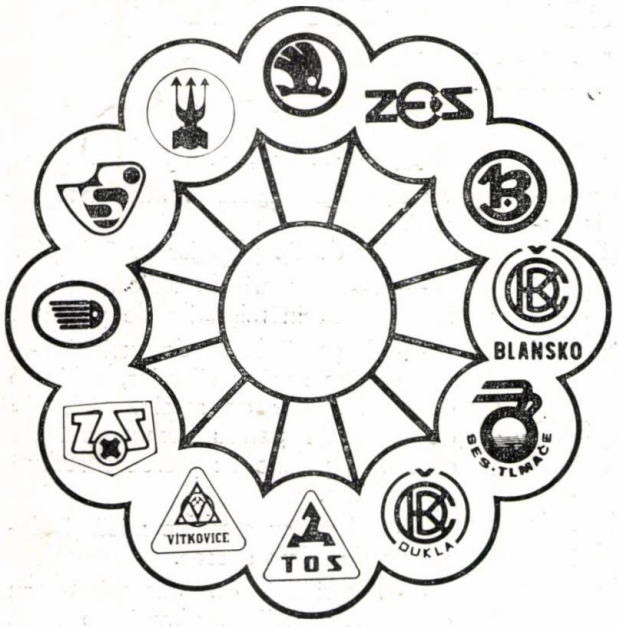
ŠKODAEXPORT

Václavské náměstí 56 - 113 32 Praha 1 Telefon 2131, Telex 121828
Tschechoslowakische Sozialistische Republik

exportă și importă utilajele din următoarele ramuri:

- termoenergetică;
- hidroenergetică;
- instalații pentru energetică nucleară;
- utilaje pentru siderurgie, turnătorie și laminoare ;
- întreprinderi de construcții de mașini complete;
- locomotive electrice și troleibuze ;
- mașini pentru prelucrarea tutunului.

produsele întreprinderilor cehoslovace de construcții de mașini de frunte, cu tradiție



ŠKODAEXPORT are un nume bun în străinătate cîștigat prin sute de livrări de noduri tehnologice și întreprinderi complete. În colaborare cu specialiști cu experiență din producție, organizații de proiectare și de inginerie Škodaexport asigură îndeplinirea scopurilor dumneavoastră de a investi conform dorinței dv.

- efectuează prospecțiuni de șantiere, materii prime și prospecțiunile pieței;
- elaborează proiectele și documentația de producție;
- școlarizează personalul tehnic la intrarea noilor instalații în funcțiune;
- livrează componentele pentru faza inițială a producției;
- asigură service și livrările pieselor de schimb.

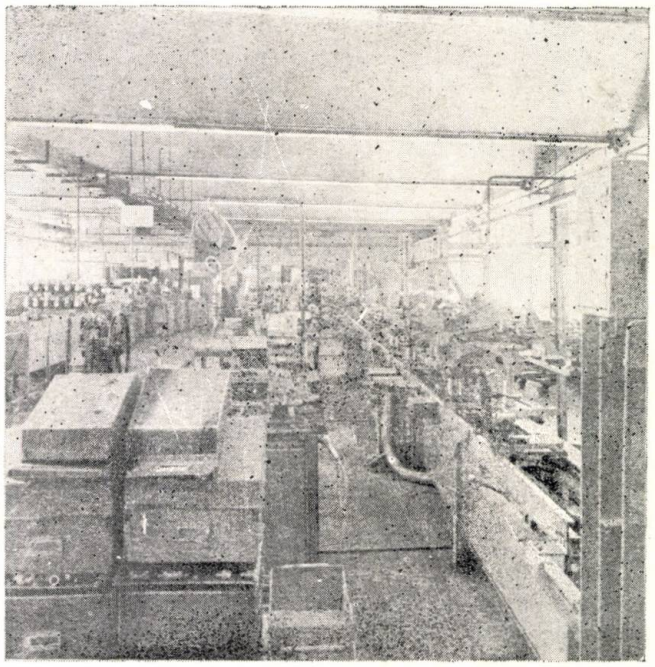
ŠKODAEXPORT reconstruiește și modernizează instalațiile în funcțiune și este pregătită să livreze noile instalații „la cheie".

REALIZARI

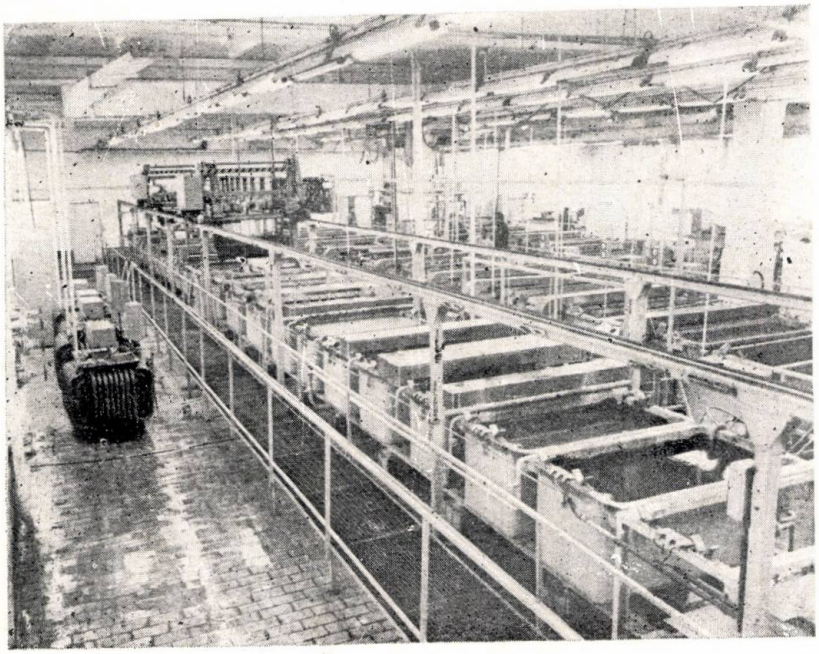
de prestigiu ale construcției de mașini

DIN ROMANIA

Linie pentru montajul pompelor de injecție
la Intreprinderea de mecanică fină - SINAIA



Linie automată de galvanizare
la Intreprinderea « ELECTROCONTACT » BOTOSANI



proiectate de **ICPTCM**;
institutul are ca
activități principale :

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

ICPTCM

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

MECHANICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE
Telefon 83 21 70 75 651 BUCURESTI - Sector 5 Sos. Oltenitei nr. 105

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

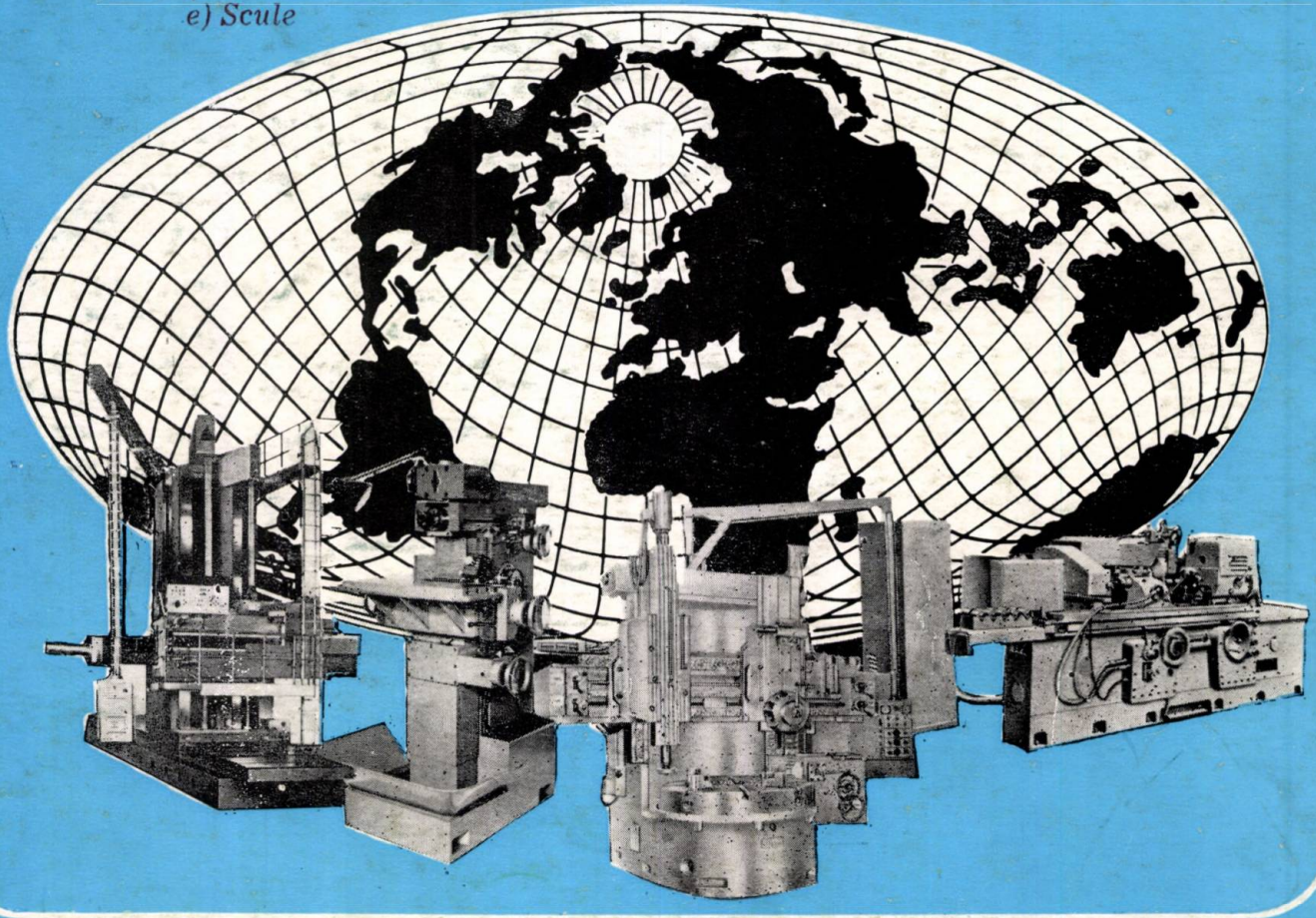
strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule



E 3279
REFERALVA
R

TRATAMENTE TERMICE ŞI TERMO-CHIMICE

Procedee de încălzire şi răcire

Profil contemporan

Manifestări tehnico-ştiinţifice

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

8

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ AUGUST ■ 1979

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA, INGINERIE TEHNOLOGICA SI PROIECTARE PENTRU SECTOARE CALDE

TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES

formare miezuire turnare
moulding core making casting

tratamente termice si termochimice - heat and termochemical treatment

deformari plastice
plastic deformation

studiul metalelor
metal study

Institutul elaborează la cerere tehnologii, know-how, expertize, studii, proiecte pentru utilaje, instalaţii, linii complexe, secţii şi unităţi industriale, precum şi materiale auxiliare pentru domeniul sectoarelor calde şi acordă solicitanţilor asistenţă tehnică de înaltă calificare.

The institute elaborates on order technologies, know-how, expert appraisements, studies, designs for equipment, installations, complex lines, shops and industrial units, and also auxiliary materials for the hot processing field, and grants to its sollicitors high skilled technical assistance.

SOS OLTENITEI 105
75651 BUCURESTI-ROMANIA
Telefon 83 21 70 Telex 11798 Calde

1979 OKT 2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 8, AUGUST, 1979

CUPRINS

1. Tratamente termice și termo-chimice

DULĂMIȚĂ, T., FLORIAN, E., COJOCARU, M., TOMA, V. : **Creșterea eficienței proceselor de carburare prin folosirea parametrilor termodinamici la stabilirea adaosului de gaz metan.** 403

GERU, N., URSACHE, M., CHIRCĂ, D., MARIN, M., BANE, M. : **Cercetări privind influența naturii straturilor cementate cu azot și carbon, asupra proprietăților acestora.** 406

PANTEA, V., DRUGĂ, L., DINU, SOFIA : **Stadiul actual al tratamentelor termochimice în strat fluidizat.** 412

VERMEȘAN, G. : **Metode pentru determinarea adîncimii stratului carburat.** 415

WANYOREK, C. : **Contribuții la definirea fenomenologică a noțiunii (și termenului) de difuzie, cu referire specială la metalurgia fizică.** 419

SPĂTARU, I., ȘTEFAN, V. : **Influența borizării asupra proprietăților mecanice ale oțelurilor.** 420

SANDOR, V., KOLOSZVÁRY, Z. : **Încercări nedistructive de duritate bazate pe corelația dintre intensitatea cîmpului coercitiv și energia de deformare.** 424

RĂDULESCU, MARIA, PROTOPOPESCU, HILDA, GROZA, IOANA **Susceptibilitatea la decarburare a oțelurilor rapide de înlocuire cu molibden.** 428

2. Procedee de încălzire și răcire

NEGOESCU, D., BOJIȚĂ, I. M., COSTEA, M. S., BARBELI, G. : **Contribuții ale încălzirii inductive la reducerea consumului de metal și combustibil și a prețului de cost.** 434

MUNTEANU, A. **Medii de călire rapide obținute pe baza amestecurilor binare — apă cu componenți mai volatili.** 437

FETCU, D., SAMOILĂ, C., BOT, D. : **Asupra utilizării tubului termic ca element de încălzire la cuptoare.** 441

IONESCU, A., TOFAN, M., FITERĂU, VICTORIA **Transferul de căldură în strat fluidizat.** 443

3. Profil contemporan

* * * **Prof. dr. ing. Constantin Wanyorek la 70 ani** 447

4. Manifestări tehnico-științifice

* * * **Al VII-lea Simpozion Internațional de metalurgie fizică și tratamente termice.** 447

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonatori științifici : ing. Valer Pantea, ing. Leontin Drugă

SUMARE

CZ : 621.78

Dulămiță, T., Florian, E., Cojocaru, M., Toma, V.: **Creșterea eficienței de carburare prin folosirea parametrilor termodinamici la stabilirea adaosurilor de gaz natural.**

Pe baza analizei echilibrului termodinamic al sistemului $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$ este prezentat mecanismul reacțiilor de carburare ale oțelurilor în endogaz cu adaosuri de gaz natural. Pentru carburarea la potențiale termodinamice corespunzătoare unor concentrații de 0,9—1,2% nu sînt necesare adaosuri de gaz natural mai mari de 3—4%.

Constucția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 2 fig., 2 tab., 5 ref.

CZ : 620.178.1

Geru, N., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Bane, M.: **Cercetări privind influența naturii straturilor cementate cu azot și carbon, asupra proprietăților acestora.**

Sînt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate pe probe din oțelurile OLC 45 și 40 C 10 folosind diferite metode ca: difracția razelor X, măsurări de microduritate, măsurări de rezistență la uzare etc. Prezența elementelor de aliere determină modificări esențiale ale comportării materialului. În plus, la stabilirea parametrilor de tratament termic, trebuie luate în considerare și condițiile de solicitare a piesei tratate (nu numai materialul tratat). De asemenea, precipitatele din stratul de difuziune trebuie să fie ori eliminate, ori repartizate cît mai favorabil.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 11 fig., 3 tab., 6 ref.

CZ : 621.78

Pantea, V., Drugă, L., Dinu, Sofia: **Stadiul actual al tratamentelor termochimice în strat fluidizat.**

Se prezintă unele soluții tehnologice și constructive pentru operațiile cele mai răspîndite de tratament termochimic și respectiv echipamentele tehnologice de tratament în strat fluidizat. Lucrările experimentale efectuate în diferite țări au făcut posibilă asimilarea și aplicarea (la scară industrială) a carburării, carbonitrurării și nitrurării în strat fluidizat, care se desfășoară cu viteză de cîteva ori mai mare decît prin procedeele folosind cuptoare obișnuite. Această particularitate conduce la realizarea de economii de combustibil și/sau energie electrică.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 3 fig., 6 ref.

CZ : 620.178.1

Vermeșan, G.: **Metode pentru determinarea adîncimii stratului carburat.**

Sînt prezentate principalele metode de determinare. Pe baza încercărilor experimentale, se compară metoda microscopică cu metoda variației durității, evidențiindu-se avantajele acesteia din urmă. Se demonstrează matematic că adîncimea stratului carburat corespunde punctului de inflexiune a curbei de variație a durității în adîncimea eșantionului. Adîncimea stratului carburat, corespunzătoare unei durități de 550 HV, poate fi determinată cu ajutorul unui calculator, cunoscîndu-se durităților la diferite adîncimi, fără a fi necesară construirea curbei $HV=f(x)$.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 3 fig., 2 tab., 4 ref.

CZ : 621.794

Wanyorek, C.: **Contribuții la definirea fenomenologică a noțiunii (și termenului) de difuzie, cu referire specială la metalurgia fizică.**

Autorul subliniază necesitatea de a se preciza definiția noțiunii (și termenului) de difuzie, pornind de la observația că, în cadrul acestui proces, particulele difuzante au aceeași comportare ca și particulele unui gaz, indiferent dacă, inițial, ele au aparținut unui corp gazos, lichid, sau solid. Această comportare este paradoxală și contrazice — aparent — legile gravitației.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 4 ref.

CZ : 539.4.014.2

Spătaru, I., Ștefan, V.: **Influența borizării asupra proprietăților mecanice ale oțelurilor.**

Lucrarea cuprinde rezultatele încercărilor de tracțiune și rezilienă executate pe oțel OLC 45, borizat într-o baie de sticlă borosilicatică, la diferite temperaturi și durate de menținere. Se precizează că regimul optim pentru a obține rezultate favorabile din punct de vedere al proprietăților mecanice, coroborate cu o suprafață extradură, rezistentă la uzură, este dat de borizarea la 920°C cu o durată de menținere de 4 ore, urmată de o călire cu revenire înaltă.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 3 fig., 8 tab., 5 ref.

CZ : 620.178.1

Sandor, V., Koloszváry, Z.: **Încercări nedistructive de duritate bazate pe corelația dintre intensitatea cîmpului coercitiv și energia de deformare.**

Articolul prezintă o analiză statistică a variației concentrației principalelor elemente de aliere. Metodele de control magnetic sînt foarte sensibile la această variație: abaterile de la valorile prescrise denaturează rezultatele măsurărilor magnetice. Pentru determinarea intensității cîmpului coercitiv, s-a elaborat o metodă nouă de măsurare, foarte sensibilă, care reduce substanțial erorile cauzate de contactul magnetic necorespunzător dintre piesele testate și sonda de măsurare. Durata unei încercări nu depășește 5 secunde.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 3 fig., 13 ref.

CZ : 621.78

Rădulescu, Maria, Protopopescu, Hilda, Groza, Ioana: **Susceptibilitatea la decarburare a oțelurilor rapide de înlocuire cu molibden.**

Lucrarea evidențiază influența gradului de uzură al sărurilor de călire asupra procesului de carburare la tratamentul termic al sculelor din oțel rapid cu molibden. Se propun unele amestecuri de săruri care micșorează decarburarea.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 15 fig., 4 tab., 8 ref.

CZ : 621.365.5

Negoescu, D., Bojiță, I. M., Costea, M. S., Barbeli, G.: **Contribuții ale încălzirii inductive la reducerea consumului de metal și combustibil și a prețului de fabricație.**

Lucrarea se referă la utilizarea încălzirii inductive la tratamentul termic de călire superficială și la încălzirea semifabricatelor în vederea forjării. Încălzirea inductivă elimină complet consumul de gaze naturale și reduce considerabil oxidarea metalului. În cazul călirilor superficiale se elimină operația de cementare, economisind manoperă și metal, ceea ce contribuie la reducerea prețului de fabricație. Articolul analizează călirea superficială a tijelor de amortizor, a pieselor mari de la utilajele miniere, a suprafețelor interioare ale bucșelor cu pereți subțiri, precum și încălzirile în vederea forjării a semifabricatelor cu secțiuni pătrate sau circulare.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 8 fig.

CZ : 621.785.5

Munteanu, A.: **Medii de călire rapide, obținute pe baza amestecurilor binare — apă cu componenți mai volatili.**

Se studiază proprietățile de răcire ale unui amestec de apă și butanol, în limitele solubilității totale. Se pornește de la încercările efectuate de Van Stralen, în regim nestaționar, care au determinat că soluția apă — butanol se apropie, din punct de vedere al posibilității de răcire, de amestecul apă și sare. Încercările efectuate de autor, în regim nestaționar, pe o instalație de construcție proprie și pe epruvete călite, au arătat că soluția apă-butanol este superioară apei și se apropie de caracteristicile soluțiilor de apă și sare, fiind — însă — mai puțin corozivă.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 8, 8 fig., 7 ref.

CONTENTS

DC : 621.78

Dulămiță, T., Florian, E., Cojocaru, M., Toma, V.: **Use of thermodinamic parameters to improve the carburization process efficiency in atmospheres containing additions of CH_4.**

Considering the analysis of thermodinamic equilibrium of complex atmospheres $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$, the authors show the mechanism of reactions during carburization. For a thermodynamic potential corresponding to a concentration of 0,9—1,2% C, the addition of methane is of the order of 3—4%.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 2 fig., 2 tab., 5 ref.

DC : 620.178.1

Geru, N., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Bane, M.: **Researches regarding the influence of hardening layer nature with nitrogen and carbon, over their properties.**

There are presented the results of the researches carried out on tests of OLC 45 and 40 C 10 steel, in order to determine the influence of hardening layer nature with nitrogen and carbon over their properties. The researches were performed using different methods as follows: diffraction of X-rays, microhardness measurements, wearing resistance testing. The presence of alloying elements causes essential changes as to material behaviour. Besides, by setting up of thermal treatment characteristics, the loading conditions of the treated material has also to be considered. Simultanously, the precipitates of the diffusion layer must be lither eliminated, or distributed as convenient as possible.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 11 fig., 3 tab., 6 ref.

DC : 621.78

Pantea, V., Drugă, L., Dinu, Sofia: **Present stage of fluid bed thermochemical treatmets.**

The paper deals with some technological and constructive solutions for the most common thermochemical treatment operations and the fluid bed treatment technological equipment respectively. The experimental works performed by groups of specialists in various countries have facilitated the assimilation and application of fluid bed carburizing, carbonitriding and nitriding on an industrial scale, these processes being performed at much higher rates than the processes known in usual furnaces. This peculiarity of the furnace fluid bed thermochemical and heat treatments can lead to savings of fuel and/or electric power.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 6 ref.

DC : 620.178.1

Vermeșan, G.: **Methods to state the depth of carbureted layers.**

The main methods used for determining the depth of the carbureted layer are presented in this paper. Based on experiments, the microscopic method is compared to that of the hardness variation, the advantages of the latter being ponted out. It was mathematically demonstrated that the carburation depth corresponds to the inflexion point of the hardness variation curve from the depth of the sample, so that by knowing the hardness at different intervals on the surface, the carburation depth of a 4 550 HV hardness could be determined by a computer, without being necessary to build up the curve $HV=f(x)$.

Construcția de mașini, 31 (1979), no, 8, 3 fig., 2 tab., 4 ref.

DC : 621.794

Wanyorek, C.: **Contributions to the phenomenological definition of the diffusion process, with special reference to diffusion in solids.**

It is marked that the behaviour of diffusing particles is like that of gaseous particles, even when diffusing is solids proved by the apparently paradoxal movement of light particles in a medium of heavy particles — quasi against the gravitations laws.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 4 ref.

DC : 539.4.014.2

Spătaru, I., Ștefan, V.: **Effects of the treatment with boron on steel mechanical properties.**

The work refers to the results of experiments concerning the tractional resistance and resiliency, carried out on OLC 45 steel, after an enriching treatment in a borosilicate glass bath, at different temperatures and times. It is indicated that the optimal regime for favourable results concerning the mechanical properties corroborated with an extra-hard, wearing resistance surface, is given through an enriching treatment with boron at 920°C, for 4 hours, followed by a hardening process and a high-temperature tempering.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 8 tab., 5 ref.

DC : 620.178.1

Sandor, V., Koloszvary, Z.: **Non-destructive testing of hardness, relying on the correlation of coercive field intensity and strain energy.**

The paper produces a statistical analysis concerning the concentration variation of the main alloying elements. Magnetic control methodes are very sensitive to this variation; the deviation from nominal values denaturates the magnetic measurement results. It has been carried out a new and very sensitive method to state the coercive field intensity, which considerably diminishes the errors due to an inadequate magnetic contact between the tested pieces and the test probe. The properly testing time is below 5 seconds.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 13 ref.

DC : 621.78

Rădulescu, Maria, Protopopescu, Hilda, Groza, Ioana: **Decarburization susceptibility of Mo high speed steels.**

The paper points out the influence of carburizing agents rate of wear concerning carburizing process at heat treatment of Mo high speed steel tools. In order to diminish the decarburization, some compounds of salts are proposed.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 6 fig., 4 tab., 8 ref.

DC : 621.365.5

Negoescu, D., Bojiță, I. M., Costea, M. S., Barbeli, G.: **Contribution of inductive heating to the reduction of metal, fuel consumption and self-cost.**

The paper refers to the use of the inductive heating in surface-hardening heat treatment of the semiproducts heating in wiev of their forging. The inductive heating completely eliminates the consumption of natural gases, and substantially reduces the metal oxidization. In case of surface-hardening it removes the cementation, thus saving both manual labour and an important metal quantity and contributing to the reduction of the factory price. The paper, analyzes the surface hardenings of damper rods, heavy parts from mining equipment, inner surfaces of thinwalled muffs as well as the heating in view of forging semi-products with square or round sections.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 4 fig.

DC : 621.785.5

Munteanu, A.: **Fast quenching media aquired on the basis of binarywater mixture, with more volatile compunds.**

The paper deals with cooling properties of a water and butanol mixture in the limits of total solubility. The starting point is represented by the tests performed by Van Stralen in steady state, which proved that the water-butanol solution approaches the water and salt mixture concerning cooling possibilities. The tests carried out by the author in non-steady state on an installation of own design and on quenched test bars shown that water-butanol solution is superior to water, approaches the characteristics of water and salt solutions, being yet less corrosive.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 8 fig., 7 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.78

Dulămiță, T., Florian, E., Cojocaru, M., Toma, V.: **L'amélioration de l'efficacité des processus de carburation à l'aide des paramètres thermodynamiques en vue d'etablir les additions de méthane.**

Etant donné l'analyse des conditions d'equilibre thermodynamique des atmosphères complexes CO—CO_2—H_2—H_2O—CH^4—N_2, les auteurs présent le mécanisme du développement des réactions lors de la cementation en endogaz additionné de méthane. Pour la cémentation des potentiels thermodynamiques qui correspondent a des concentrations de 0,9—1,2 % C, l'addition de méthane ne doit pas dépasser 3—4 %.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 2 fig., 2 tab., 5 ref.

CD : 620.178.1

Geru, N., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Bane, M.: **Recherches sur l'influence de la nature des couches cémentées avec azote et carbone, sur leurs propriétés.**

L'article présente les résultats des recherches effectuées sur des probes d'acier OLC 45 et 40 C 10, en utilisant de différentes méthodes comme: diffraction des rayons X, mesures de microdurité, mesures de résistance à l'usure etc. La présance des éléments d'alliage détermine des modifications essentielles du comportement du matériel. En outre, à l'établissement des paramètres de traitement thermique, il faut tenir compte, aussi, des conditions de sollicitation de la piéce traitée (non seulement du matériel traité). Les précipités de la couche de diffusion doivent être, aussi, soit éliminés, soit répartisés le plus favorable.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 6 ref.

CD : 621.78

Pantea, V., Drugă, L., Dinu, Sofia: **Le stade actuel des traitements thermochimiques en lit fluidisé.**

L'ouvrage présente quelques solutions technologiques et constructives pour les opérations de traitement thermochimique les plus répandues et respectivement les équipements technologiques de traitement en lit fluidisé. Les travaux expérimentaux effectués en divers pays ont rendu possible l'assimilation et l'application (sur l'échelle industrielle) de la carburation, la carbonitruration et la nitruration en lit fluidisé, à une vitesse quelque fois plus grande que par les procédés connus, dans des fours courants. Cette particularité peut déterminer des économies importantes de combustibles et/ou d'énergie électrique.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 6 ref.

CD : 620.178.1

Vermeșan, G.: **Methodes de déterminer la profondeur de la couche carburée.**

On présente les principales méthodes de déterminer la profondeur de la couche carburée. Se basant sur des essais experimentaux, on compare la méthode microscopique à la méthode de la variation de la dureté en montrant les avantages de cette dernière méthode. On démontre mathématiquement que la profondeur de carburation corresponde au point d'inflexion de la courbe de variation de la dureté en profondeur de l'échantillon. La profondeur de carburation correspondante à la dureté de 550 HV, peut être déterminée à l'aide d'un computer, en sachant les duretés aux différentes distances (profondeurs) par rapport à la surface, sans nécessiter la construction de la courbe $HV=f(x)$.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 2 tab., 4 ref.

CD : 621.794

Wanyorek, C.: **Contributions à la définition phénoménologique de la notion de diffusion, avec référence à la diffusion dans des solides.**

L'auteur souligne la nécessité de préciser la définition de la notion (du terme) de diffusion, en partant de l'observation que, dans le cadre de ce processus-ci, les particules diffusantes ont le même comportement que les particules d'un gaz, sans égard à leur appartenance initiale à un corp gazeux, liquide ou solide. Ce comportement est paradoxal et contredit — en apparence — les lois de la gravitation.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 4 ref.

CD : 539.4.014.2

Spătaru, I., Ștefan, V.: **L'influence de l'enrichissement au bore sur les propriétés mécaniques des aciers.**

L'oeuvre contient les résultats des épreuves à traction et résilience entreprises sur l'acier OLC 45, traité dans une bain de verre borosilicatique, aux temperatures et durées de maintenance différentes. On precise que le régime optimal pour obtenir des résultats favorables, en ce qui concerne les caractéristiques mécaniques, corroborées avec une surface extradure, resistante à l'usure, est donné par l'enrichissement au bore à 920°C, pendant 4 heures, suivi d'une trempe et d'un traitement détensionant à haute temperature.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 8 tab., 5 ref.

CD : 620.178.1

Sandor, V., Koloszváry, Z.: **Tests nondistructifs de dureté basés sur la corrélation entre l'intensité du champ coercitif et l'énergie de déformation.**

L'article présente une analyse statistique de la variation de la concentration des principaux éléments d'alliage. Les methodes de contrôle magnétique sont trés sensibles a cette variation: les déviations par rapport à les valeurs préscrites dénaturent les résultats des mesurages magnétiques. Pour détérminer l'intensité du champ coercitif, on a élaboré une nouvelle methode de mesurage, trés sensible, qui reduit substantiellement les erreurs causés par le contact magnétique imparfait entre les pièces testées et la sonde de mesurage. La durée d'une épreuve ne depasse pas 5 secondes.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 3 fig., 13 ref.

CD : 621.78

Rădulescu, Maria, Protopopescu, Hilda, Groza, Ioana: **La susceptibilité à la décarburation des aciers rapides avec molibden.**

L'ouvrage met en évidence l'influence du degré d'usure des sels de trempe sur le processus de carburation au traitement thermique des outils d'acier rapide avec molibden. On propose quelques mélanges des sels qui diminuent la décarburation.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 8, 15 fig., 4 tab., 3 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.78

Dulămiță, T., Florian, E., Cojocaru, M., Toma, V.: **Die Wirksamkeitssteigerung vom Aufkohlungsprozesse durch thermodynamische Parameter bei Ermittlung der CH_4 — Zusätze.**

Auf Grund der Analyse von thermodynamischen Gleichgewicht für ein $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$ — System, in diesem Arbeit werden die Aufkohlungsmechanismusreaktionen für Stähle in Endogaz mit CH_4 dargestellt. Für Aufkohlung bei thermodynamischen Potenzialen von 0,9—1,2% C, soll die CH_4 Zusätze unter 3—4% liegen.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 2 Bild., 2 Taf., 5 Lit.

DK : 620.178.1

Geru, N., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Bane, M.: **Forschungen über dem Einfluss der Natur von aufgekolten und nitrierten Schichten auf die Eigenschaften dieser Schichten.**

Die Arbeit enthält die Forschungsergebnisse betrefflich des Einflusses der Natur von aufgekohlten und nitrierten Schichten auf die Eigenschaften dieser Schichten, in Proben aus Stahlen OLC 45 und 40 C 10. Die Forschungen wurden mit verschiedenen Versuchsmethoden durchgeführt: Roentgenstrahlendifraktion, Mikrohärtemessung und Verschleisswiderstandsmessungen. Die Anwesenheit der Legierungselemente bestimmt wesentliche Umwandlungen des Materialsverhalten. Zusätzlich, bei Ermittlung der Heissbehandlungsparameter sollen auch die Beanspruchungbedingungen des behandelten Werkstücks betrachtet werden.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 11 Bild., 3 Taf., 6 Lit.

DK : 621.78

Pantea, V., Drugă, L., Dinu, Sofia: **Gegenwärtiger Stand des Studiums betreffs thermochemischer Behandlung in Fliessbett.**

Technologische und konstruktieve Lösungen bezüglich den häufigst verbreiteten thermochemischen Behandlungen, sowie technologische Anlagen zwecks Behandlung in Fliessbett werden aufgezeigt. Die experimentell seitens gewisser Spezialistengruppen verschiedener Länder durchgeführten Arbeiten, haben die Bedingungen zur Anpassung und Einsatz in der Industrie der Aufkohlungs — Karbonitrier — und Nitrierverfahrens in Fliessbett, geliefert, wobei diese mit jeweils einigemal grösseren Geschwindigkeiten gegenüber den bisher bekannten, in gewöhnlichen Ofen durchgeführten Verfahren, arbeiten.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 3 Bild., 6 Lit.

DK : 620.178.1

Vermeșan, G.: **Methoden der Ermittlung der Gekohlterschichtstiefe.**

Die wichtigsten Methoden der Ermittlung der Gekohlterschichtstiefe werden erläutert. Auf grund der Experimentalproben, ist die mikroskopische Methode mit der Härtestreuungsmethode vergleicht, wobei die Vorteile der letzten aufgezeigt werden. Es wird mathematisch beweist dass die Karburierungstiefe entsprechend einer 550 HV Härte kann, mittels eines Rechners, ermittelt werden, wobei die Erstellung der Kurve $HV=f(x)$ nicht mehr erfordert ist.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 3 Bild., 2 Taf., 4 Lit.

DK : 621.794

Wanyorek, C.: **Beitrag zür phänomenologischen Begriffsbestimmung des Diffusionsprozesses mit besonderer Bezügnahme au die Diffusion im Festkörpern.**

Die diffusierenden Teilchen haben, selbst im Falle der Diffusion im Festkörper, das gleiche Verhalten wie Gas-teilchen, bewiesen durch das scheinbar paradoxale Verhalten — Gravitazionsgesetz gegenübervon diffusierten leichten Teilen, im Bereich von schweren Teilen.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 4 Lit.

DK : 539.4.014.2

Spătaru, I., Ștefan, V.: **Einfluss der Boranbereicherung auf den mechanischen Eigenschaften der Stähle.**

Die Arbeit enthält die Versuchsergebnisse über Zug — und Resilienzproben auf, in einem borosilikatischen Glasbad verschiedener Temperaturen und Behandlungszeiten, borangereichertem OLC 45 — Stahl. Es wird angegeben als Optimalbedingungen zur Erzielung günstiger Ergebnisse in bezug auf mechanischen Eigenschaften zusammenwirkend mit einer extraharten, verschleissfesten Oberfläche, die Boranreicherung bei 920°C, 4 Stunden lang, und eine anschliessende Härtung mit Anlassen auf hohe Temperatur.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 3 Bild., 8 Taf., 5 Lit.

DK : 620.178.1

Sandor, V., Koloszváry, Z.: **Nicht — zärstorungshärteprüfung auf Grund der Wechselbeziehung zwischen der Einschräkungsfeldstärke und der Formänderungsenergie.**

Der Beitrag stellt eine statistische Analyse der Konzentrationschwankung der wichtigsten Legierungselemente dar. Die magnetischen Methoden sind, bei diesen Schwankungen, sehr empfindlich. Die Ablenkungen von den Sollwerten entstellen die Ergebnisse der magnetischenmesser. Für die Ermittlung der Einschränkungsfeldstärke wurde ein neues Messverfahren entwickelt, das die — bei einem unpassenden magnetischen Kontrakt zwischen den geprüften Teilen und der Kontrollsonde — verursachten Fehler beträchtlich vermindern. Die eigenlliche Prüfung dauer ist unter 5 Sekunden.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 3 Bild., 13 Lit.

DK : 621.78

Rădulescu, Maria, Protopopescu, Hilda, Groza, Ioana: **Entkohlungsemphänglichkeit der Schnellmolybdënsthähle.**

Die Arbeit stellt den abnutzungsgradseinfluss der Härtesälze über die Kohlung bei Heissbehandlung der schnellmolybdänstähle dar. Es werden einige Salzgemische für die Entkohlungswinderung vorge tellt.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 6 Bild., 4 Taf., 8 Lit.

DK : 621.365.5

Negoescu, D., Bojiță, I. M., Costea, M. S., Barbeli, G.: **Beitrag der induktiven Aufheizung zur Verminderung des Metall — und Brennstoffverbrauches und der selbstkosten.**

Der Vortrag beschäftigt sich mit der Anwendung der induktiven Aufheizung in der Wärmebehandlung zur Oberflächenhärtung und der Rohlingaufheizung zwecks Schmieden. Durch die induktive Aufheizung wird der Verbrauch an Erdgasen vollständig ausgeschlossen und die Metalloxydation bedeutend vermindert. Bei der Oberflächenhärtung wird din Einsatzhärtung unnötig und dadurch Arbeitsgänge und eine bedeutende Metallmenge eingespart, demzufolge zur Verminderung des Fabrikationspreises beigetragen. In der Arbeit wird die Oberflächenhärtung der Stossdämpfergestänge, der grossen Werkstücke von Bergbausrüstungen, der Innenflächen der dünnwandigen Büch en, als auch die Aufheizung für Schmiedezwecke der viereckigen oder runden Rohlinge beschrieben.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 8, 4 Bild.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.78

Дулэмицэ, Е., Флорян, Е., Кожокару, М., Тома, В.: **Рост эффективности процессов обуглероживания использованием термодинамических параметров на установление добавок болотного газа.**

На основе анализу термодинамического равновесия системы $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$, представлен механизм реакций обуглераживания сталей в эндогазе с добавками болотного газа. Для обуглероживания, при тнрмодинамических потенциалах соответствующих концоетрации 0,9—1,2% необходимы добавки болотного газа меньше 3—4%.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 2 рис., 2 таб., 5 лит.

ДК : 620.178.1

Геру, Н., Уртаке, М., Киркэ, Д., Марин, М., Бане, М.: **Исследования о влияние свойства цементированных настилов с N и C, на их способностях.**

Изложены результаты экспериментов исполняемых на пробах из сталей OLC 45 и 40C10. Используются разные способы : дифракция рентгеновских лучей, измерения микротвёрдости, измерения износоустойчивости, и.т.д. Присутствие элементов легирования определяет основные изменения допускания материалов.

При установление параметров термообработки, нужно принимать во внимание и условия нагрузки обработанных деталей (не только обработанный материал).

Преципитаты из диффузионной подстилки нужно быть покорённые исключения или благоприятного распределения.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 11 рис., 3 таб, 6 лит.

ДК : 621.78

Пантеа, В., Другэ, Л., Дину, София : **Современное состояние химико-термической обработки в кипящем слое.**

Изложены некоторые технологические и конструктивные варианты для самых распространеных операции химико-термической обработки и соответствующего оборудования в кипящем слое. Опытные работы проведеные разными коллективами специалистов из промышленоразвитных стран разрешили освоение в промышленность цементации нитроцементации и азотирования в кипящем слое, скорость протекания процесса которых в несколько раз выше чем скорость этих же процессов в обычных печах. Эта особенность может привести к экономии горючих и технологических газов а также электроэнергии.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 3 рис., 6 лит.

ДК : 620.178.1

Вермешан, Г. : **Методы определения глубины обуглероживанного подстилка.**

Изложены главные методы определения. На основе опытных исследований, сравнивается микроскопический способ со способом перемены твёрдости, и выявляются выголы последнего. Демонстрируется математическим путём что глубина обуглероживанного подстилка соответствует точке перегиба кривой перемены твёрдости в глубине пробы. Глубина обуглероживанного подстилка, тоответствующая одной твёрдости 550 HV, может определяться с помощью ЭВМ, в условиях познания твёрдостей разных глубин, боз потребности строения кривой $HV = f(x)$.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 3 рис., 2 таб., 4 лит.

ДК : 621.794

Ваниорек, К. : **Феноменологическое определение понятия термина диффундирования.**

Не только в случае газовых диффузионных сред, но и в случае тверных или жизких сред, диффундирующие элементы, несмотря на то, что они происходят из твердых, жизких или газовых фаз, после того как только проникают в диффузионную среду (твердую, жудкую) имеют поведение газовых частиц, стремляющиеся заполнить незанятое пространство (диффузионной тревдой, жидкой среды), и движутся, повидимому, против правил гривитнции, что подверждает ию поведение газавых частиц.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 4 лит.

ДК : 539.4.014.2

Спэтару, И., Штефан, В. : **Влияние боризации на механичестих способностях сталей.**

Представляются результаты испытания тягу и сопротивления, исполняемые на стали OLC 45, борированный в стеклянной боросиликатической ванне, на разных температурах и продолжительностях сохранения. Наилучший режим для получения благопрятных результатов — из-за механических собственностей сопровождаемых со сверхтвёрдой поверхностью, реализируется от борирования на 920° C времени 4 ч., после которого осуществляется закалка с высоким отпуском.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 3 рис., 8 таб., 5 лит.

ДК : 620.178.1.

Шандор, В., Колошвари, Z : **Недиструктивные испытания твёрдости на основе корреляций между интенсивности коэрцитивного поля и силы деформирования.**

Представляется статистический анализ перемены крепости главных элементов легирования. Магнетические способы контроля — очень чувствительные на этой переменой : отклонения от предписанных величин денатурируют результаты магнетических измерении. С целью наилучшего определения интенсивности коэрцитивного поля, составляет новый способ измерения, очень чувствительный, который содержательно сбавляет погрешности по причие несоответствующего магнетического контакта между завещающих деталей и зонда измерений Длительность завещения — до 5 секундов.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 3 рис., 13 лит.

ДК : 621.78

Рэдулеску, Мария, Протопопеску, Хилда, Гроза, Иоана: **Восприимчивость к обезуглероживанию быстрорежущих — заменительных сталей с Mo.**

Работа выясняет влияние степени износа солей закалки на процессе науглераживания при термообработке инструментов из быстрорежущих — заменительных сталей с Mo. предлагаются некоторые смеси солей которые уменьшает обезуглероживание.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 8, 6 рис., 4 таб., 8 лит.

CZ : 621.783.224

Fetcu, D., Samoilă, C., Bot, D.: **Asupra utilizării tubului termic ca element de încălzire la cuptoare.**

Articolul face o comparaţie a tuburilor termice cu cele radiante, pe baza unor date teoretice şi practice. Datorită caracteristicilor sale constructive şi funcţionale, tubul termic prezintă o serie de avantaje printre care: putere specifică mare, o gamă largă a temperaturilor de funcţionare, izotermie, valori considerabile ale raporturilor de transformare a fluxului termic, putere constantă la evacuare etc. Toate acestea recomandă introducerea noului procedeu — pe scară largă — în practica industrială.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 8, 3 tab., 3 ref.

CZ : 621.64

Ionescu, A., Tofan, M., Fiterău, Victoria: **Transferul de căldură în strat fluidizat.**

Lucrarea oferă un nou mod de interpretare a capacităţii deosebite de transfer a stratului fluidizat, prin separarea — din căldura transmisă — a unei componente cinetice, datorate mişcării particulelor solide (mişcare care influenţează mărirea suprafeţei de schimb) şi a unei componente statice, pe care o impun ecuaţiile criteriale valabile pentru curgerea unui fluid în jurul unei suprafeţe plane. Se propune un model matematic pentru fenomenul de transfer.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 8, 5 fig., 4 ref.

DC : 621.783.224

Fetcu, D., Samoilă, C., Bot, D.: **On heat pipe utilisation as heating element for furnaces.**

Theoretical and practical data concerning the value of heat pipes specific power are presented in comparison with that of radiant tubes. Due to their constructive and runnig characteristics, the heat pipes produces some advantages, so as: high specific capacity, large range of operating temperature, isothermics, significant values for the tran formation ratio of heat flow, constant output power. These performances show the importance of introducing — on large scale — this new process in plant practice.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 3 tab., 3 ref.

DC : 621.64

Ionescu, A., Tofan, M., Fiterău, Victoria: **Heat transfer in fluid bed.**

The paper presents a new manner to interpret the specific transfer capacity of the fluid bed, by separating— from the transmitted heat — s kinetic component, due to the solid particles movement and a static component resulting from the criterion equations, available for a fluid flow all around a flat surface. A mathematical model for the transfer phenomenon is proposed.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 4 fig.

CD : 621.365.5

Negoescu, D., Bojiţă, I. M., Costea, M. S., Barbeli, G.: **Contributions du chauffage inductif a l'abaissement de la consommation de metal, de combustible, et du prix de fabrique.**

L'ouvrage se rapporte à l'utilisation du chauffage à induction dans le traitement thermique de trempe superficielle et du chauffage des semi-fabricats en vue du forgeage. Le chauffage à induction élimine complèment la consommation de gaz naturels et réduit considérablement l'oxydation du métal. Dans le cas des tremps superficielles, l'opération de cémentation n'est plus nécessaire, le chauffage à induction déterminant une importante économie de main-d'oeuvre et de métal et contribuant par cela à l'abaissement du prix de fabrique. L'ouvrage comporte une analyse des tremps superficielles des tiges d'amortisseur, des pièces grosses des matériels miniers, des surface intérieures des bagues à parois minces, ainsi que des chauffages en vue du forgeage des semifabricats à section ronde ou carrée.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 8 fig.

CD : 621.785.5

Munteanu, A.: **Milieux de trempe rapides, obtenus sur des mélanges binaires eau — composants plus volatils.**

L'ouvrage comporte une étude sur le propriétés des refroidissement d'un mélange eau-alcool butylique dans les limites de la solubilité complète, en partant des recherche en régime stationnaire effectuées par Van Stralen; ses recherches ont demontré que — du point de vue de la possibilité de refroidissement — la solution eau-alcool butylique s'approche du mélange eau-sel. Les recherche de l'auteur, effectuées en régime non stationnaire, sur une installation de construction propre et sur des éprouvettes trempées ont montré que la solution eau-alcool butylique est supérieure à l'eau, en s'approchant des caractéristiques des solutions eau-sel, étant, cependant, moins corrosive.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 8 fig., 7 ref.

CD : 621.783.224

Fetcu, D., Samoilă, C., Bot, D.: **Sur l'emploi du tube thermique comme élément de chauffage aux fours.**

L'article fait une comparaison des tubes thermiques et radiants sè basant sur des données théoriques et pratiques. Grâce à ses caractéristiques constructives et fonctionnelles, le tube thermique présente une série d'avantages parmi lesquels citons: pouvoir spécifique grand, gamme large des températures de fonctionnement, isothermie, valeurs considérables du rapport de transformation du flux thermique, pouvoir constant d'évacuation etc. Tous ces avantages recommandent l'introduction du nouveau procédé — sur une grande échelle — dans la pratique industrielle.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 3 tab., 3 ref.

CD : 621.64

Ionescu, A., Tofan, M., Fiterău, Victoria: **Le transfert de chaleur en lit fluidisé.**

L'article donne un nouveau mode d'interpréter la capacité particulière de transfert du lit fluidisé, en séparant — de la chaleur transmise — une composante cinétique, due au mouvement des particules solides (mouvement qu'influence l'augmentation de la surface d'échange) et une composante statique, imposée par les équations criteriales valables pour l'écoulement d'un fluide autour d'une surface plane. On y propose un modèle mathématique pour le phénoméne de transfert.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 8, 5 fig., 4 ref.

DK : 621.785.5

Munteanu, A.: **Schnelle Abschreckmittel auf Grund der Wasser-Butanol Mischungen mit flüchtigeren Komponenten.**

Die Abkühlungseigenschaften einer Wasser-Butanol mischung werden in den Bedingungen einer gesamten Löslichkeit untersucht. Man ist von den von Van Stralen in Dauerzustand, durchgeführten Versuchen ausgegangen, welche bewiesen haben dass eine Wasser — Butanollösung von Abkühlungsstandpunkt auf einer Wasser — Salzlösung sehr nahe ist. Die vom Verfasser in Nichtdauerzustand ausgeführten Versuche in einer selbst gebauten Anlage und an gehärteten Proben haben gezeigt dass eine Wasser-Butanollösung dem Wasser überlegen ist. Die Kennzeichen sind den Wasser-Salzlösungen nahe, aber jeweils weniger korrosiv.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 8, 8 Bild., 7 Lit.

DK : 681.783.224

Fetcu, D., Samoilă, C., Bot, D.: **Über die Anwendung des thermischen Rohres als Heizelement der Öfen.**

In der Arbeit werden theoretische und praktische Daten, betreffend der spezifischen Leistung von thermischen Rohren im Vergleich zu den Strahlrohren, vorgestellt. Ausgehend von den konstruktions — und Betriebsmerkmalen, das thermische Rohr bietel besondere Vorzüge an, unter anderem: hohe spezifische Leistung, breite Reihe der Betriebstemperatur, Isotermie, besondere Umsetzungsverhältniswerte des Wärmeflusses usw. Diese Vorteile zeigen dass mit weitgehender Anwendung des neuen Prozesse wesentliche Effekte erzielt werden.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 8, 3 Taf., 3 Lit.

DK : 621.64

Ionescu, A., Tofan, M., Fiterău, Victoria: **Wärmetransmission in Fliessbett.**

Der Beitrag stellt eine neue Interpretierung der besonderen Transmissionfähigkeits des Fliessbettes vor, bei Trennung — von der zugeführten Wärme — einer kinematische Komponente, aus dem soliden Teilchen Bewegung herauskommend, und einer statischen Komponente, erfordert von den gültigen gleichungen für eine Fluidströmung einer ebener Fläche umher. Ein mathematisches Modell der Übergangsphänomene ist darge tellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 8, 5 Bild., 4 Lit.

ДК : 621.365.5

Негоеску, Д., Божицэ, И. М., Костеа, М. С., Барбели, Г: **Индукционный нагрев — способ уменьшения расходов металла, топлива и стоимости производства.**

В работе обсуждается вопрос использования индукционного нагрева при поверхностной закалочной термообработке и нагреве полуфабрикатов под ковку. Индукционным нагревам устраняется расход природного газа, уменьшается окисление металла; при поверхностной закалке устраняется цементация и, таким образом, получаются экономии по рабочим силам, расходу металла и в следствие уменьшается стоиость производства. В работе проанализированы поверхностная закалка отбойногоболта, крупных деталей для горных машин, внутренних поверхностей тонкостенных втулок и нагрев под ковку полуфабрикатов квадратного и круглого сечений.

Construcţia de maşini, 31(1979),
н. 8, 4 рис.

ATTENTION

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION

Les lecteurs étragèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226,, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621.785.6

Мунтеану, А.: **Среды быстрой закалки, получаемые на основе бинарных смесей — вода с летучими компонентами.**

Изучаются охладительные свойства одной смеси воды с бутанолом в пределах полной растворимости. Представлены испытания, выполненные Ван Страленом в стационарном режиме и показывающие, что раствор воды — бутанола подходить с точки зрения возможности охлаждения на сметь воды и соли. Испытания, проведенные автором в нестационарном режиме на одной установке собственного изготовления и на закаленных образцах, показали, что раствор воды—бутанола превосходит воду, подходит на свойства растворов воды и соли, но менее коррозиванный.

Construcţia de maşini, 31(1979),
н. 8, 8 рис., 7 лит.

ДК : 621.783.224

Фетку, Д., Самоилэ, К., Бот, Д.: **Об использованием термической трубки как нагревательный элемент у печей.**

Предлагается сравнение термических трубок с радиацианных, на основе теоретических и опытных данных. Благодаря своих строительных и действительных характеристик, термическая трубка показывает ряд выгод: большая удельная мощность, обширная гамма температур функционияования, изотермия, значительные стоимости рапорта превращения теплового потока, постоянная мощность на тводе, и.т.д. Все эти рекомендируют вступления нового поступка — в широком масштабе в промышленной практике.

Construcţia de maşini, 31(1979),
н. 8, 8 таб, 3 лит.

ДК : 621.64

Ионеску, А., Тофан, М., Фитерэу, Виктория: **Трансферта теплоты в раджижающей подстилке.**

Работа предосталяет новый образ интерпретации отличней ёмкости трансферта раджижающей подстилки, путём отщепления — из переданной теплоты — одной кинетической составляющей, из-за движения твёрых частиц (движение которое влияет увеличение поверхности обмен) и одной статической составляющей, предписывающая уравнениями установленные для текучести жидкстн вокруг плоскости. Предлагается математический модель для феноменна трансферты.

Construcţia de maşini, 31(1979),
н. 8, 5 рис., 4 лит.

ACHTUNG!

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ!

Читатели иностранных стран могут абонироваться иди ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: 70 lei anual. Costul unui exemplar: 8 lei.

Tiparul: Întreprinderea Poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu nr. 45, c. 16013

CZ : 621.78

Creşterea eficienţei proceselor de carburare prin folosirea parametrilor termodinamici la stabilirea adaosului de gaz metan

Dr. ing. Titu **DULAMIŢĂ**, dr. ing. Emil **FLORIAN**,
dr. ing. Mihai **COJOCARU**, ing. Toma **VASILE** — Institutul Politehnic — Bucureşti

Cementarea cu carbon în endogaz cu adaus de gaz metan este un procedeu cu largă aplicabilitate în practica industrială, datorită avantajelor pe care le oferă în ceea ce priveşte posibilitatea de reglare a concentraţiei carbonului în stratul superficial, pornind de la parametrii fazei gazoase şi cu considerarea compoziţiei chimice a oţelului supus prelucrării. Dacă procedeul în sine este foarte cunoscut şi frecvent utilizat, rezultatele obţinute de diverşi autori, în diverse condiţii de lucru, sînt foarte diferite. Aceste rezultate se referă în special la legătura dintre potenţialul de carbon al atmosferei utilizate, caracterizat prin concentraţia în carbon a unei folii de fier-armco, sau din oţelul respectiv [1] şi compoziţia de echilibru a atmosferei respective, reprezentată prin conţinutul de vapori de apă (punctul de rouă), sau de bioxid de carbon. Efectul acestor concluzii contradictorii, cu implicaţii privind atît calitatea stratului cît şi eficienţa economică a procesului, este acela al utilizării (în vederea carburării) a unor adaosuri foarte diferite de gaz metan, atingînd valori cuprinse între 1 şi 15%.

Lucrarea îşi propune ca, pornind de la termodinamica reacţiilor care se desfăşoară în spaţiul de lucru al cuptorului la temperatura de carburare, să încerce elucidarea acestor aspecte contradictorii, prin analiza comportării gazului metan ca adaos la atmosfera endotermă. Se va utiliza metodica de calcul al echilibrului termodinamic al atmosferelor complexe, care constă în determinarea, în funcţie de temperatură, a presiunilor parţiale ale componentelor gazoase, pentru diferite concentraţii în carbon ale austenitei oţelului care se carburează [2, 3].

Interacţiunea componentelor gazoase ale unei atmosfere complexe de tip $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$ între ele şi cu carbonul din austenită, se produce după următoarele reacţii reversibile de bază :

$$2CO \rightleftarrows C_{(\gamma)} + CO_2, \tag{1}$$

$$H_2O + CO \rightleftarrows CO_2 + H_2, \tag{2}$$

$$CH_4 \rightleftarrows C_{(\gamma)} + 2H_2. \tag{3}$$

Constantele de echilibru, K_1, K_2, K_3 ale acestor reacţii vor fi :

$$K_1 = \frac{p_{CO_2} \cdot a_C}{p_{CO}^2}; \quad K_2 = \frac{p_{CO_2} \cdot p_{H_2}}{p_{H_2} \cdot p_{CO}}; \tag{4,5}$$

$$K_3 = \frac{p_{H_2}^2 \cdot a_C}{p_{CH_4}} \tag{6}$$

Fiind vorba de mărimi de stare, din punct de vedere termodinamic interesează numai stările iniţială şi finală ale procesului, astfel încît considerarea altor reacţii posibile :

(7)

$$CH_4 + H_2O \rightleftarrows CO + 3H_2 ; \quad K_4 = \frac{p_{CO} \cdot p_{H_2}^3}{p_{CH_4} \cdot p_{H_2O}},$$

(8)

$$CH_4 + CO_2 \rightleftarrows 2CO + 2H_2 ; \quad K_5 = \frac{p_{CO}^2 \cdot p_{H_2}^2}{p_{CH_4} \cdot p_{CO_2}},$$

$$H_2O + C \rightleftarrows CO + H_2 ; \quad K_6 = \frac{p_{CO} \cdot p_{H_2}}{p_{H_2O} \cdot a_C}, \tag{9}$$

este nejustificată, întrucît aceste reacţii se pot deduce din reacţiile (1—3). Astfel se poate observa că :

$$K_4 = \frac{K_2 \cdot K_3}{K_1}; \quad K_5 = \frac{K_3}{K_1}; \quad K_6 = \frac{K_2}{K_1}$$

Pentru o atmosferă de tipul : $CO—CO_2—H_2—H_2O—CH_4—N_2$ (cinci componente independente) sînt necesare, pe lîngă ecuaţiile constantelor de echilibru ale reacţiilor independente considerate — ecuaţiile (4—6) — încă două ecuaţii suplimentare. Aceste două ecuaţii, care au în vedere constanţa maselor, presupun menţinerea constantă în timpul desfăşurării reacţiilor, a unuia dintre rapoartele : $\Sigma C/\Sigma H$, $\Sigma C/\Sigma O$, $\Sigma H/\Sigma O$, şi a sumei presiunilor parţiale ale celor cinci componente (fără azot) :

$$\frac{p_{CO} + p_{CO_2} + p_{CH_4}}{p_{H_2} + p_{H_2O} + 2p_{CH_4}} = A \tag{10}$$

$$p_{CO} + p_{CO_2} + p_{H_2} + p_{H_2O} + p_{CH_4} = P \tag{11}$$

Valorile lui A și P se determină din compoziția inițială a atmosferei în cuptor. A fost calculat echilibrul termodinamic pentru trei atmosfere cu diferite adaosuri de gaz metan:

Compozițiile inițiale ale atmosferelor studiate

Tabelul 1

Atmosfera	Proporția componentelor gazoase, %					
	Endogaz					
	CO	CO_2	H_2	H_2O	N_2	CH_4
I	20	0,4	40	0,5	39,1	—
II	20	0,4	40	0,5	39,1	4
III	20	0,4	40	0,5	39,1	8

Valorile constantelor A și P pentru atmosferele studiate

Tabelul 2

Atmosfera	I	II	III
A	0,504	0,503	0,502
P	0,609	0,649	0,689

endogaz+0% gaz metan, endogaz +4% gaz metan, endogaz +8% gaz metan, tabelul 1 și 2

Notînd cu:

$$r_1 = \frac{K_1}{a_c}; \quad r_2 = K_2; \quad r_3 = \frac{K_1}{a_c}; \quad P_{H_2} = y,$$

și efectuînd calculele, se ajunge la următoarea ecuație:

$$y^4\left[\frac{4A^2r_2^2}{r_1r_3^2(A+1)} - \frac{2A}{r_3(A+1)} + \frac{1}{r_3}\right] +$$

$$+ y^3\left[\frac{4Ar_2^2}{r_1r_3(A+1)} - \frac{2Ar_2}{r_1r_3(A+1)}\right] +$$

$$+ y^2\left[\frac{r_2^2}{r_1} - \frac{r_2}{r_1} - \frac{4APr_2^2}{r_1r_3(A+1)^2} + \frac{P}{A+1}\right] -$$

$$- P + y\left[\frac{Pr_2}{r_1(A+1)} - \frac{2P^2r_2}{r_1r_3(A+1)}\right] +$$

$$+ \frac{p^2r_2^2}{r_1(A+1)^2} = 0 \qquad (12)$$

Ecuația (12) a fost rezolvată pe un calculator tip IMB 360/40 în limbaj FORTRAN, utilizînd metoda tangentelor îmbunătățită.

Rezultatele teoretice au fost verificate experimental, utilizînd o atmosferă formată din endogaz + 4% gaz metan, într-un cuptor cilindric vertical, la 925°C. În timpul experienţelor a fost asigurat controlul potențialului de carbon cu ajutorul punctului de rouă și conținutului de carbon al unei șaibe cu grosimea de 0,10 mm din oțel OLC 15 carburată pătruns și apoi călită.

Rezultatele experimentale indică o concordanță satisfăcătoare cu cele teoretice privind corelația dintre concentrația carbonului corespunzătoare potențialului termodinamic al atmosferei și compoziția atmosferei utilizate, caracterizată prin valoarea de echilibru a concentrației vaporilor de apă (punctul de rouă) — figura 1.

Analiza rezultatelor calculelor termodinamice efectuate (fig. 1 și 2) permit cîteva constatări interesante și anume:

a) adaosul de gaz metan la o atmosferă endotermică nu modifică esențial echilibrul termodinamic al sistemului. Astfel, la 927°C, pentru 0,9% C în stratul superficial, punctul de rouă al unei atmosfere endoterme este de ≈ —7,5°C; 4% gaz metan adăugat realizează același potențial de carbon la ≈ —6,2°C, iar 8% gaz metan la ≈ —5°C. Acest lucru se explică prin creșterea presiunii parțiale a hidrogenului format, datorită descrierii gazului metan adăugat (reacția 3) și modificarea concentrației vaporilor de apă prin deplasarea echilibrului reacției gazului de apă (reacția 2) la valori mai mari (pentru aceeași valoare a potențialului termodinamic) ale pre-

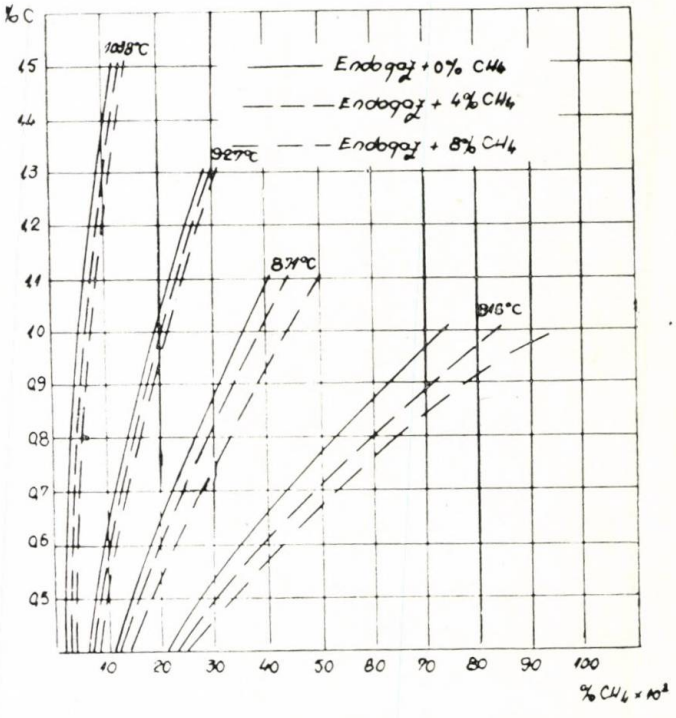


Fig. 1 Conținutul teoretic de vapori de apă în echilibru la diferite temperaturi cu diferite concentrații ale carbonului în austenită.

siunii parțiale ale vaporilor de apă. Adaosul mic de gaz metan luat în calcul (0—8%) nu produce modificări esențiale ale acestor mărimi;

b) conținutul teoretic de gaz metan nedisociat în echilibru la temperatura de cementare are valori foarte scăzute, de ordinul a 10^{-1}%, și variază, de asemenea, foarte puțin

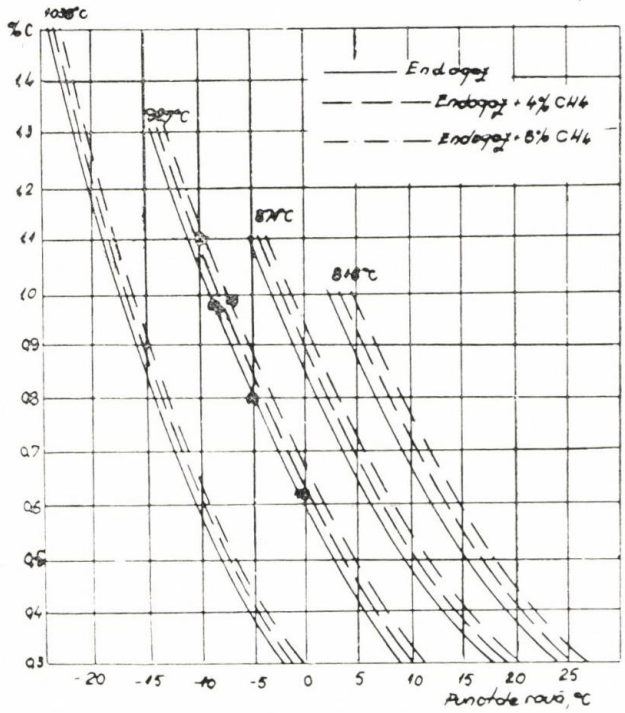


Fig. 2 Conținutul teoretic de gaz metan în echilibru la diferite temperaturi cu diferite concentrații ale carbonului în austenită.

la creșterea conținutului de gaz metan în atmosfera inițială. Astfel, la 927°C, pentru 0,9%C, conținutul de gaz metan nedisociat crește de la 0,160 la 0,230%, prin creșterea adaosului de gaz metan de la 0 la 8%. În legătură cu acest aspect precizăm că datele experimentale ale diverșilor cercetători privind conținutul de gaz metan în atmosfera de carburare sînt foarte diferite și superioare celor teoretice determinate în lucrare. Cauza acestor neconcordanțe se referă la modul diferit (și în general incorect), în care se ia proba de gaz pentru analiză. În această privință, deși se referă la amoniac, s-au făcut precizări într-o lucrare anterioară [4]. Similitudinea, în ceea ce privește descompunerea catalitică, pe suprafața fierului, a amoniacului și a gazului metan, ca adaose ale endogzului la cementare, permite extinderea acestei concluzii și în cazul gazului metan. Pentru o analiză corectă de gaz, care să reflecte cît mai fidel echilibrul din spațiul de lucru, proba trebuie luată din imediata apropiere a suprafeței oțelului și răcită brusc, pentru a „îngheța" reacțiile care se pot produce pe traseul: suprafața piesei — spațiul de lucru — cuptor-analizor. În caz contrar, la scăderea temperaturii, are loc conform reacției (3), formarea de gaz metan, care la analiză modifică, în sensul creșterii, proporția reală de gaz metan existentă în cuptor.

Valorile scăzute ale conținutului de gaz metan nedisociat, indiferent de proporția adăugată inițial gazului suport, dă indicații foarte importante în legătură cu mecanismul desfășurării reacțiilor. La temperatura de carburare, gazul metan se descompune termic conform reacției:

$$CH_4 \rightleftarrows C_{grafit} + 2H_2 \qquad (13)$$

al cărei echilibru este descris de valoarea constantei de echilibru:

$$K_{13} = \frac{p^2_{H_4}}{p_{CH_2}} \qquad (14)$$

În continuare, efecte directe asupra carburării va avea numai gazul metan rămas nedisociat în urma disocierii termice, $\%CH_{4ned}$ ($P_{CH_4} = p^2_{H_2}/K_3$), care se descompune catalitic la suprafața fierului conform reacției (3). Ținînd seama de valorile constantei K_{13} [5], proporția de gaz metan activ (CH_{4ned}) este foarte mică în comparație cu proporția celuilalt gaz carburizant, oxidul de carbon (cca. 40%). Aceste constatări conduc la concluzia că, la carburarea în endogaz cu adaos de gaz metan, reacția principală care pune la dispoziție carbonul pentru cementare este reacția (1), efectele reacției (3) din acest punct de vedere putînd fi neglijate. Gazul metan acționează prin intermediul reacțiilor (7) și (8) asupra conținutului de vapori de apă și de bioxid de carbon și, indirect, asupra conținutului de oxid de carbon, modificînd echilibrul reacției gazului de apă.

Din cele arătate mai sus, rezultă că pentru realizarea unor potențiale de carbon acceptate (0,9—1,2%) la carburarea în endogaz este suficient un adaus mic de gaz metan, creșterea acestuia peste 3—4% fiind nejustificată. Acest lucru este însă realizabil prin utilizarea unor cuptoare etanșe, cu o circulație corespunzătoare a atmosferei de carburare. În cazul unor cuptoare neetanșe, compensarea pierderilor prin neetanșeități trebuie realizată prin creșterea debitului de

atmosferă, deci endogaz + gaz metan cu menținerea adaosului de gaz metan în limitele arătate mai sus.

Concluzii

1. Prin analiza echilibrului termodinamic al atmosferelor complexe de tip endogaz cu adaus de gaz metan, este prezentat mecanismul de desfășurare al reacțiilor de carburare, cu referiri speciale la comportarea gazului metan.

2. Pentru carburarea la potențiale ce corespund unor concentrații de 0,9—1,2% C este suficient un adaus de max. 3—4% gaz metan la gazul suport. Creșterea adaosului de gaz metan peste această valoare nu se justifică atît tehnic cît și economic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dulămiță, T., Florian, E., Vasile, T.:* „Considerațiuni asupra posibilităților de utilizare a funcțiilor termodinamice pentru controlul și reglarea proceselor de cementare gazoasă cu carbon", Tg. Mureș, Aprilie, 1978, p 124—131.

[2] *Ghiulihandonov, E. L., ș.a.:* „Izvestia ANa U.R.S.S. Metalî", 1972, nr. 5, p. 92—96.

[3] *Florian, E.:* „Construcția de mașini", 1977, nr. 5, p. 226—230.

[4] *Florian, E.:* „Cercetări privind procesele de interacțiune ale mediilor gazoase cu oțelurile la carbonitrurare", Leningrad, 1976.

[5] *Smîkov, A. A.:* Spravocinik termista, „Mașghiz", Moscova, 1961.

CZ : 620.178.1

Cercetări privind influența naturii straturilor cementate cu azot și carbon, asupra proprietăților lor

Prof. dr. ing. Nicolae **GERU**, ș.l. dr. ing. Mihai **URSACHE**, ș.l. ing. Dumitru **CHIRCĂ**, ing. Mihai **MARIN**, ing. Marin **BANE** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Tehnica modernă folosește frecvent tratamentele termochimice de durificare superficială și, în special, procedeele de cementare cu carbon și azot, independent sau asociate. Dintre acestea, cementarea simultană cu azot și carbon (carbonitrurarea) își găsește din ce în ce mai multe domenii de aplicare, mai ales carbonitrurarea de temperatură joasă (350—650°C), în diversele variante tehnologice ; cementarea în pulberi, în gaz, în băi, sau prin descărcare în plasmă (nitrurarea sau carbonitrurarea ionică) [1, 2, 6].

În general se întîlnesc 4 tipuri de straturi tratate prin aceste procedee :

a) *Strat de difuzie,* care constă din ferită aliată cu carbon și azot (faza α) cu o structură c.v.c și $a = 2{,}8664 \div 2{,}8770$ A° (în funcție de conținutul de carbon și azot). Solubilitatea maximă a azotului la temperatura eutectică în sistemul Fe-N (590°C) este de 0,11% N, și se reduce la 0,004% N la temperatura camerei [1, 3]. Carbonul reduce solubilitatea azotului în ferită, în timp ce elementele de aliere dizolvate în ferită cresc această solubilitate, care poate ajunge la 2—3% N în prezența molibdenului [1, 3]. De remarcat că, dacă nitrurarea (carbonitrurarea) are loc la temperaturi mai mari de 590°C, se formează austenita cu azot (faza γ), care prin călire poate conduce la formarea martensitei cu azot (faza α') cu structură tetragonală cu volum centrat cu $a = 2{,}86 \div 2{,}84$ A° și $c/a = 1 \div 1{,}095$. La același raport atomic $\left(\frac{C}{Fe} = \frac{N}{Fe}\right)$ are tetragonalitate mai mică decît martensita cu carbon. Duritatea martensitei cu azot, poate atinge 700 HV. La revenire se transformă în fază metastabilă $\alpha''(Fe_{16}N_2)$ și, în final, fază $\gamma'(F_4N)$. Elementele de aliere îi măresc stabilitatea [1, 3, 4]. Stratul de difuzie poate atinge grosimi pînă la 1 mm.

b) *Strat de compuși monofazici* γ', urmat de o zonă de difuziune. Stratul monofazic γ' nu poate fi obținut decît la nitrurarea ionică și — numai întîmplător și nereproductibil — prin celelalte procedee [5, 6]. Faza γ' (Fe_4N) are structură c.f.c., domeniul de stabilitate 5,30 ÷ 5,75% N, cu $a = 3{,}791 \div 3{,}801$ Å [1, 3, 4]. Are o duritate 480—500 HV, dar poate crește la peste 1000 HV în oțeluri aliate [1, 2, 3, 4]. Solubilitatea carbonului în faza γ' este foarte redusă, aceasta avînd caracter de nitrură pură. Prezența carbonului în sistemul Fe-C-N reduce domeniul de stabilitate al acestei faze, iar dizolvarea unor elemente de aliere îi mărește domeniul de existență. Stratul γ' are o grosime foarte redusă $2 \div 8$ μm și chiar durate de tratament în jur de 100 ore nu permit depășirea unui maxim de 10 μm [1, 5, 6].

c) *Strat de compuşi monofazic* ε, ($Fe_{2-3}N$) urmat de un strat de difuziune. Grosimea zonei ε este de $3 \div 30$ μm. Straturi monofazice ε se pot obţine la nitrurarea sau carbonitrurarea în băi de cianuri [1, 2], dar posibilitatea reglării periodice a parametrilor de tratament pentru obţinerea unui strat compact, uniform şi reproductibil oferă în cel mai înalt grad nitrurarea ionică [5, 6]. Faza ε este o soluţie solidă intermediară pe baza nitrurii $Fe_{2-3}N$, cu domeniul de omogenitate de la 4,55—11,0 % N, care creşte în prezenţa carbonului, căpătînd caracter de carbonitrură $Fe_{2-3}(C, N)$. Faza ε are structura hexagonal compactă cu $a = 2{,}695 \div 2{,}761$ A° şi $c/a = 1{,}60 \div 1{,}62$. Prezenţa carbonului reduce raportul c/a [1]. La conţinutul maxim de azot, faza ε devine ξ (Fe_2N) cu structura rombică (pseudohexagonală). Duritatea fazei ε este de 280—300 HV, dar poate ajunge la 700—1000 HV în oţelurile aliate [1, 2].

d) *Strat de compuşi polifazic* $\varepsilon + \gamma'$ urmat de strat de difuzie care se poate obţine prin oricare procedeu de tratament şi care este aproape întotdeauna obţinut la nitrurarea în gaz. Amestecul polifazic, cu importante tensiuni interne, conferă stratului o mare fragilitate şi tendinţă de exfoliere. În straturile de difuzie, care urmează după straturile de compuşi, sînt prezente — frecvent — precipitări de nitruri şi carbonitruri care, atunci cînd sînt dispuse preponderent la limita de grăunte, înrăutăţesc tenacitatea acestui strat şi de aceea se urmăreşte fie suprimarea acestor faze precipitate, fie o distribuţie uniformă în stratul de difuzie.

În oţelurile aliate sînt prezente şi nitruri sau carbonitruri ale elementelor de aliere, de tipul M (N, C) cum sînt V (N, C), Zr (N, C), Al (N, C), CrN, sau de tipul M_2 (C, N), W_2 (C, N), Cr_2, N sau se formează nitruri şi carbonitruri ale fierului, aliate. Unele din aceste

Tabelul 2

Materialul	Tipul de tratament	t °C	Durata tratam. min.	Notarea probelor
OLC 45	Baie cu 30 % NaCNO	570	90	A 11
			120	A 12
			150	A 13
		640	90	A 14
			120	A 15
			150	A 16
	Baie cu 57 % NaCNO	570	90	A 21
			120	A 22
			150	A 23
		640	90	A 24
			120	A 25
			150	A 26
40 C 10	Baie cu 30 % NaCNO	570	90	B 11
			120	B 12
			150	B 13
		640	90	B 14
			120	B 15
			150	B 16
	Baie cu 67 % NaCNO	570	90	B 21
			120	B 22
			150	B 23
		640	90	B 24
			120	B 25
			150	B 26

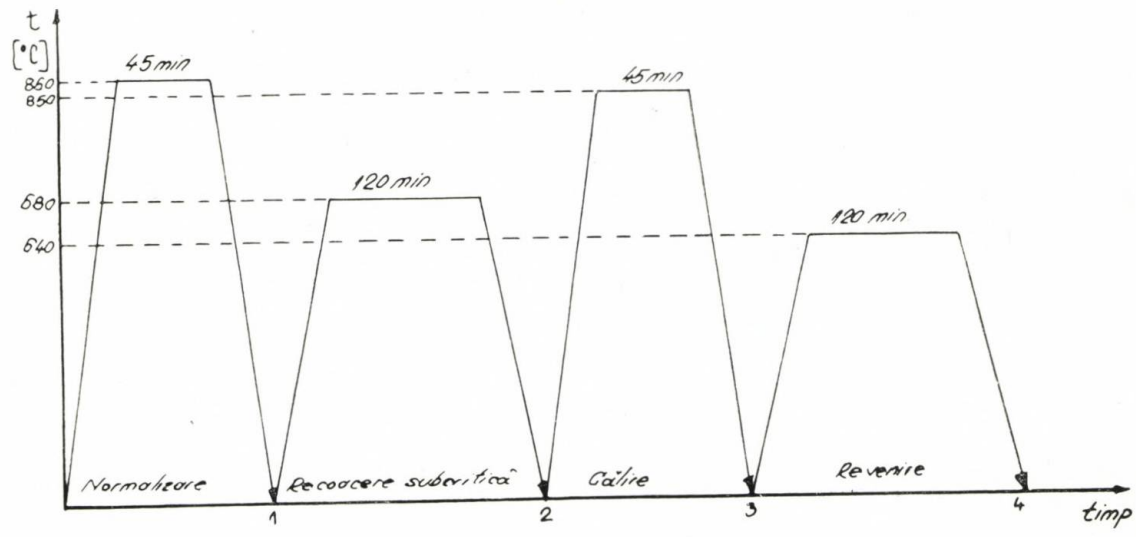


Fig. 1 Ciclul de tratament termic preliminar aplicat probelor cercetate: 1; 2; 4 — răcire în aer; 3 — răcire în ulei.

carbonitruri sau nitruri ale elementelor de aliere, asigură durități superficiale de peste 1000 HV (uneori 1500 ÷ 1600 HV) [1, 5, 6].

Ținînd cont de importanța tehnică a carbonitrurării de temperatură joasă și de multiple alte aspecte, încă necunoscute, în lucrarea de față sînt prezentate unele cercetări referitoare la structura și proprietățile straturilor obținute prin carbonitrurarea de temperatură joasă la unele oțeluri de îmbunătățire.

Tabelul 1

Materiale	Compoziția chimică, %					
	C	Mn	Si	Cr	P	S
OLC 45	0,43	0,75	0,32	—	0,035	0,035
40 C 10	0,42	0,73	0,33	1,05	0,020	0,010

Materiale cercetate și tratamente aplicate

Pentru a obține noi date referitoare la influența structurii și grosimii straturilor carbonitrurate asupra proprietăților acestora, în prezenta lucrare au fost cercetate două mărci de oțeluri de îmbunătățire, unul nealiat (OLC 45) și altul aliat (40 C 10), a căror compoziție chimică este dată în tabelul 1.

Din oțelurile respective s-au confecționat probe prismatice (10 x 10 x 100 mm) și probe tip rolă (Φ_{ext} = 23 mm ; Φ_{int} = 10 mm ; h = = 15 mm). Acestor probe li s-a aplicat tratamentul termic preliminar prezentat în graficul din figura 1.

După tratamentul termic preliminar, probele au fost carbonitrurate în băi de diferite compoziții și la diferite temperaturi, conform schemei din tabelul 2.

Tabelul 3

Proba	Grosimea strat mm	% Fazelor			Uzură mg	Tenacitate grd	Exfoliere grd
		ε	γ	α			
A 11	7	—	19	81	300	22—30	—
A 12	10	—	41	59	275	15—21	36—42
A 13	12	—	—	100	295	24—32	—
A 14	10	—	21	79	350	22—28	—
A 15	15	—	46	54	200	14—20	39—44
A 16	22	—	36	64	325	19—26	—
A 21	6	12	32	56	270	18—25	—
A 22	9	—	8	92	305	24—32	—
A 23	10	—	28	72	250	20—26	82—86
A 24	17	—	24	76	310	20—27	—
A 25	18	—	16	84	270	23—30	—
A 26	20	—	48	52	255	10—15	36—40
B 11	10	—	5	95	252	25—28	—
B 12	12	—	29	71	245	16—21	—
B 13	14	—	33	67	215	15—20	—
B 14	11	—	22	78	240	20—25	—
B 15	14	—	44	56	235	10—14	32—37
B 16	15	—	36	64	250	13—16	46—51
B 21	7	—	21	79	285	21—25	—
B 22	7	—	15	85	290	23—26	—
B 23	8	—	14	86	300	22—26	—
B 24	—	10	35	45	275	20—23	72—76
B 25	—	15	32	53	285	20—23	—
B 26	—	18	33	49	280	9—14	39—43

Metodele de cercetare și prezentarea rezultatelor

Pe produsele astfel tratate s-au făcut cercetări pentru stabilirea grosimii și structurii straturilor și pentru determinarea proprietăților straturilor. Pe probele prismatice s-au făcut măsurări de microduritate pe adîncimea stratului. Grosimile de strat obținute sînt trecute în tabelul 3.

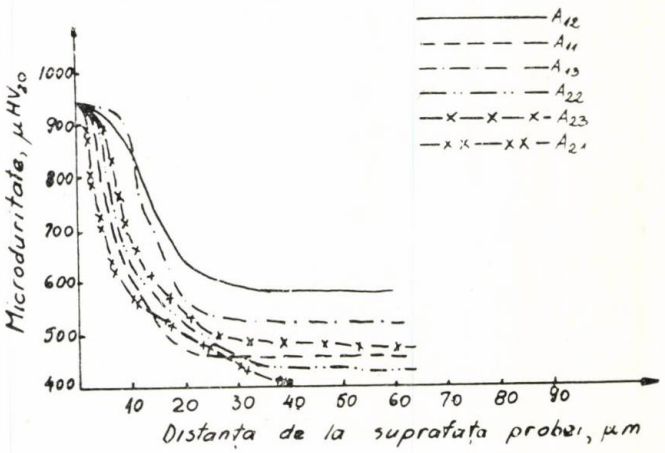


Fig. 2 a Variația microdurității în stratul cementat la 570°C pentru oțelul OLC 45.

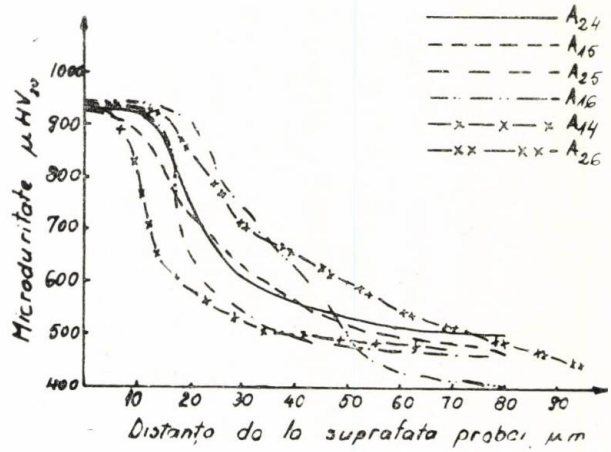


Fig. 2 b Variația microdurității cu stratul cementat la 640°C pentru oțelul OLC 45.

Rezultatele obținute prin măsurări de microduritate sînt prezentate în figurile 2 și 3.

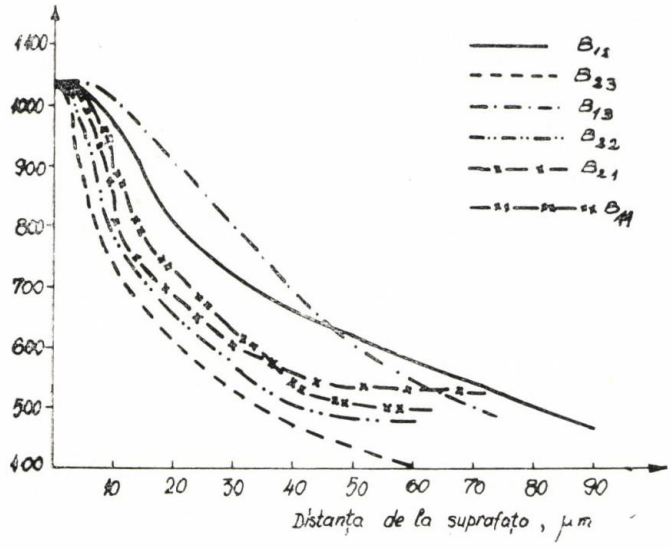


Fig. 3 a Variația microdurității în stratul cementat la 570°C pentru oțelul 40 C 10.

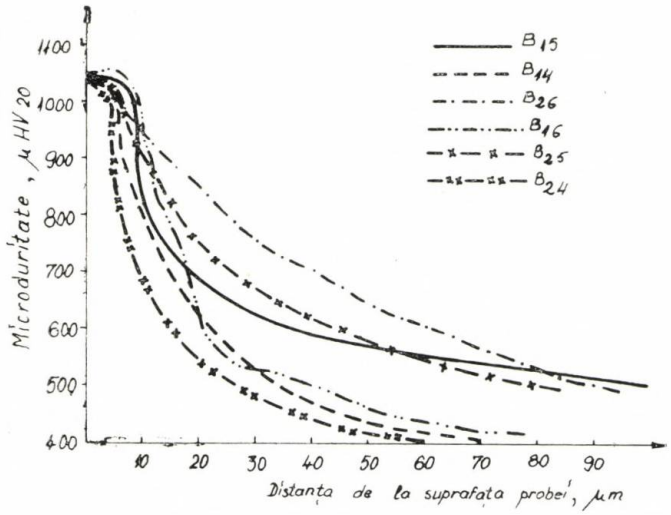


Fig. 3 b Variația microdurității în stratul cementat la 640°C pentru oțelul 40 C 10.

Tot pe probele prismatice s-a efectuat și analiza roentgenostructurală pentru stabilirea fazelor prezente în straturile tratate și a proporției acestora. S-a lucrat cu un difractometru **TUR-M-61** utilizînd radiația Co-Kα. Proporția fazelor prezentate în stratul tratat, se determină din raportul intensităților liniilor de difracție de la fazele prezente, utilizînd graficele din figurile 4, a și 4, b, determinate pentru radiația Co-kα

Proporțiile fazelor prezente în probele cercetate sînt prezentate în tabelul 3, iar în figurile 5, a și 5, b sînt prezentate unele din difractogramele obținute.

Încercările la rezistență la uzare s-au făcut prin metoda rolă-rolă, determinîndu-se pierderile de greutate după 100.000 rotații. Rezultatele acestor încercări sînt de asemenea, trecute în tabelul 3.

Pentru a testa comportarea în ansamblu a straturilor pe suportul metalic pe care se află, s-au efectuat și măsurări de duritate Rockwell C, rezultatele fiind prezentate grafic în figurile 6, a și 6, b.

Interpretarea rezultatelor

Din analiza rezultatelor prezentate se constată, în primul rînd, că la carbonitrurarea în baie nu s-a reușit, pentru nici o condiție, obținerea unui strat de compuși monofazic γ', pe cînd stratul monofazic ε se poate obține pentru anumite condiții de tratament.

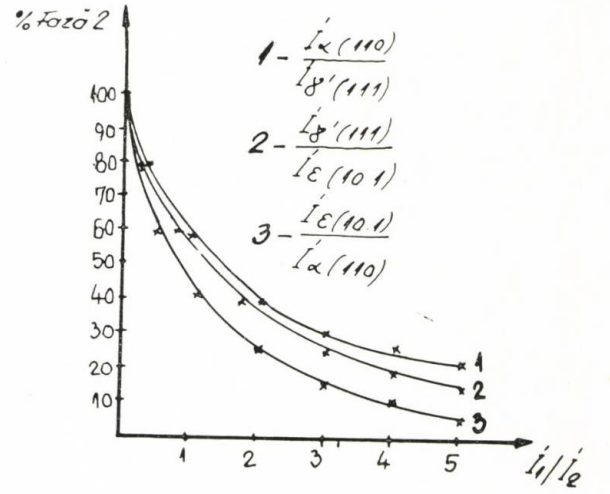


Fig. 4 a Dependența proporției fazelor prezente în stratul tratat de raportul intensităților liniilor de difracție (pentru liniile (110)α; (111)γ' și (101)ε).

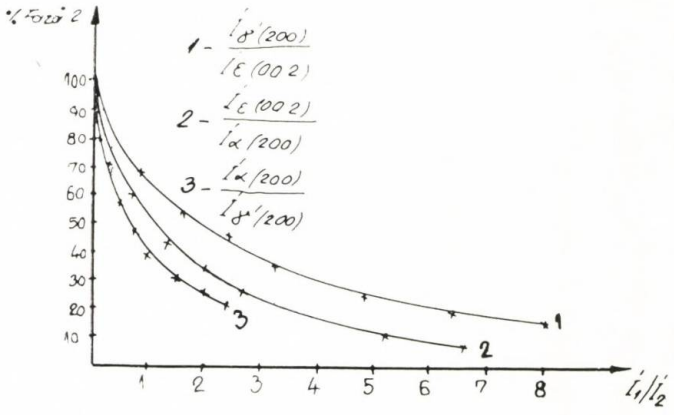


Fig. 4 b Dependența proporției fazelor prezente în stratul tratat de raportul intensităților liniilor de difracție (pentru liniile (200)α; (200)γ' și (00.2)ε)

O remarcă interesantă se poate face asupra influenței cromului. Astfel, deși cele două oțeluri cercetate au compoziții chimice asemănătoare, cu excepția cromului, prezent ca element de aliere numai în oțelul 40 C 10, comportarea lor la carbonitrurare în baie este foarte diferită.

În probele din OLC 45, la carbonitrurarea în baie cu 30% NaCNO, se formează straturi mai subțiri decît în probele din 40 C 10 la o temperatură a băii de 570°C și straturi mai groase în cazul temperaturii de 670 °C, în timp ce pentru carbonitrurarea în baie cu 67% NACNO, straturile tratate sînt, practic, de aceeași grosime pentru temperatura băii de 570°C, iar la temperatura de 640°C în probele din 40 C 10, practic, nu se formează strat de compuși, faza α, apărînd de la suprafața probei.

În ceea ce privește compoziția de fază a straturilor, se constată că pentru carbonitrurarea în baie — în foarte multe cazuri — se obțin valori ale proporției fazelor aleatorii, greu de explicat prin parametrii de tratament utilizați. Se poate însă constata că la nici unul dintre cele două oțeluri nu s-a putut obține strat monofazic ε la carbonitrurarea în baie cu 67% NaCNO. De asemenea, se constată că la probele din OLC 45 probabilitatea de a obține strat ε monofazic este mai mare la temperaturi mai mici ale băii și la durate mai mici de tratament, pe cînd la probele din 40 C 10 această probabilitate este mai mare la durate mai mari de tratament.

Comportarea diferită a celor două oțeluri în ceea ce privește grosimea și natura straturilor carbonitrurate este în mod evident legată de prezența cromului, formîndu-se fazele γ' și ε aliate cu crom, sau posibil și faza Cr_2 (N, C) independentă. O indicație în acest sens o constituie și faptul că liniile de difracție ale fazei ε sînt ceva mai late și încep de la unghiuri cu cîteva sutimi de grad mai mici la probele din 40 C 10, față de cele din OLC 45, aceasta datorită faptului că unghiurile la care apar linii de difracții pentru faza Cr_2 (N, C) sînt foarte puțin diferite de ale fazei ε

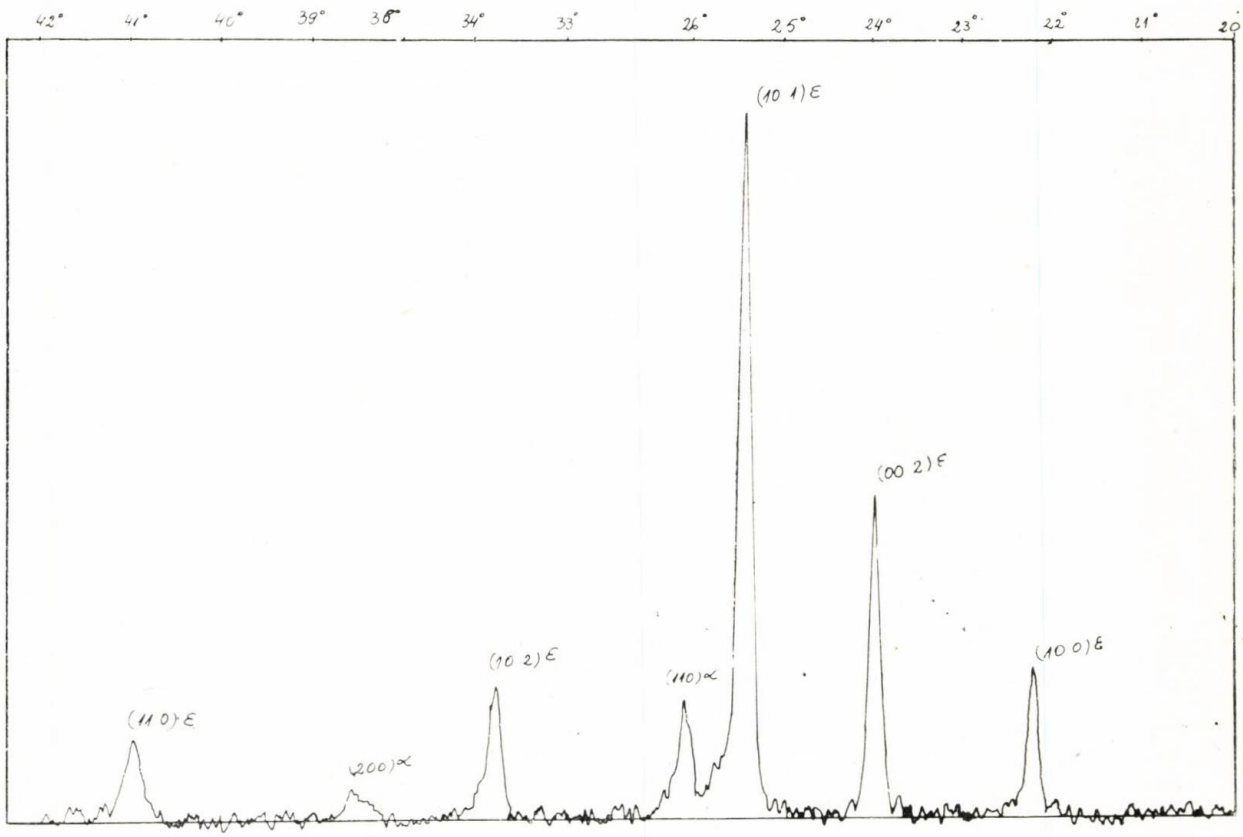


Fig. 5 a Aspectul difractogramei obținută cu radiație C_0 — Kα pentru o probă care conține faza ε și urme de fază α.

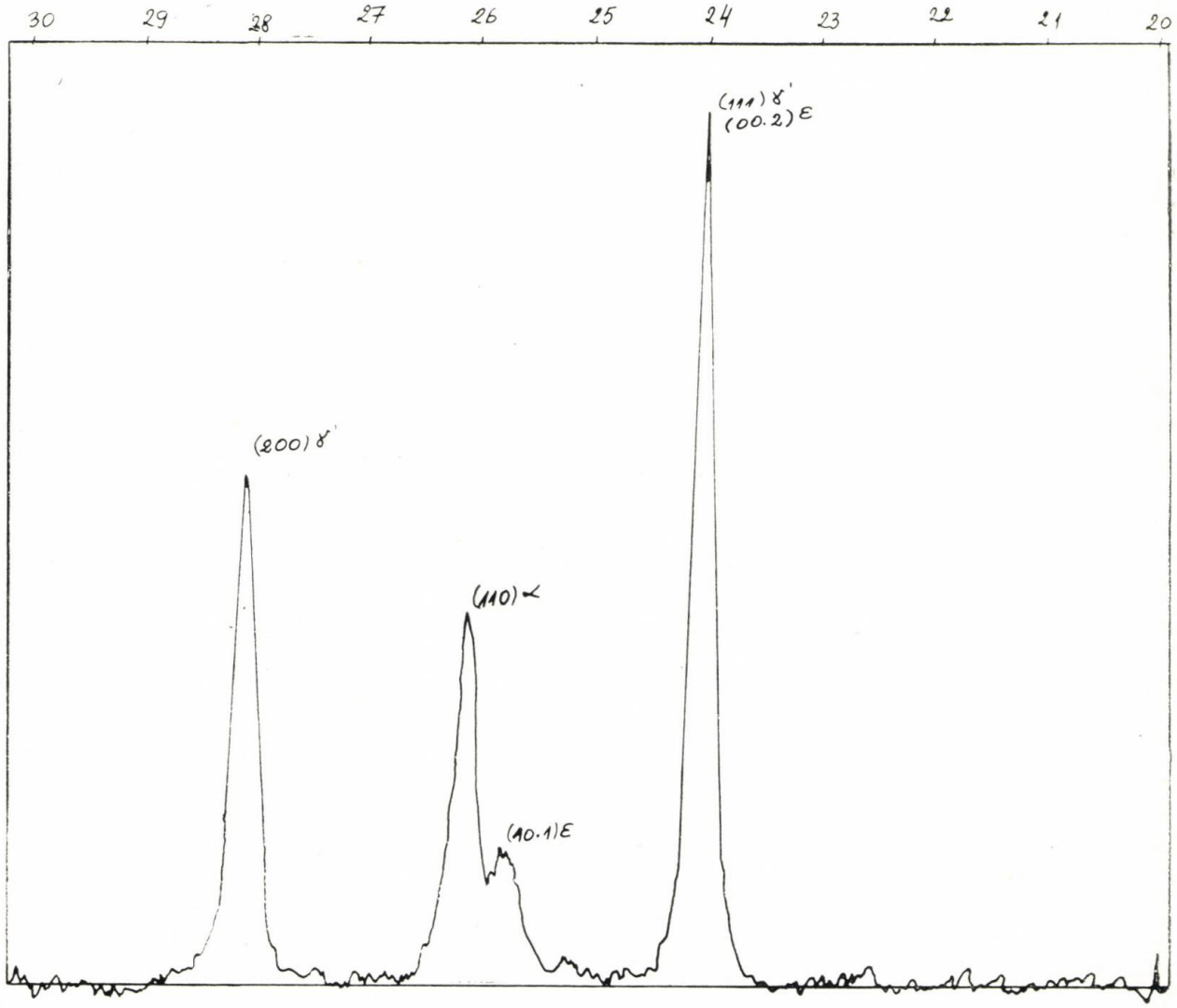


Fig. 5 b Aspectul difractogramei obținută cu radiație C_0—Kα pentru o probă care conține amestec de faze $\gamma'+\varepsilon+\alpha$

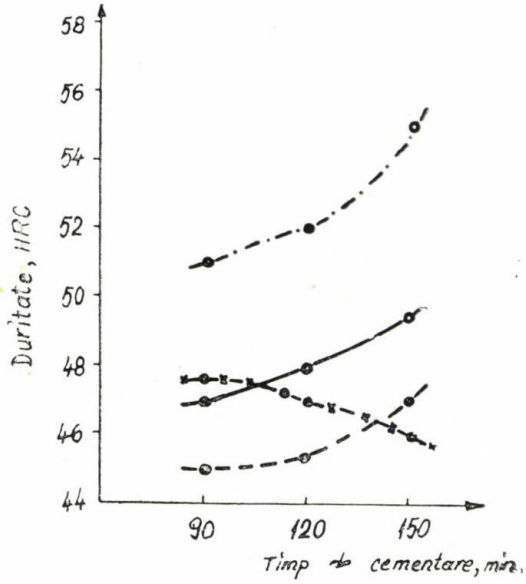


Fig. 6 a Variația durității în funcție de timpul de cementare la temperatura de 570°C:

——— oțel OLC 45 cementat ; baie cu 30% NaCNO
– – – – – oțel OLC 45 cementat ; baie cu 67% NaCNO
– • – • – • – oțel 40 C 10 cementat ; baie cu 30% CNO
— x – x – x — oțel 40 C 10 cementat ; baie cu 67% CNO

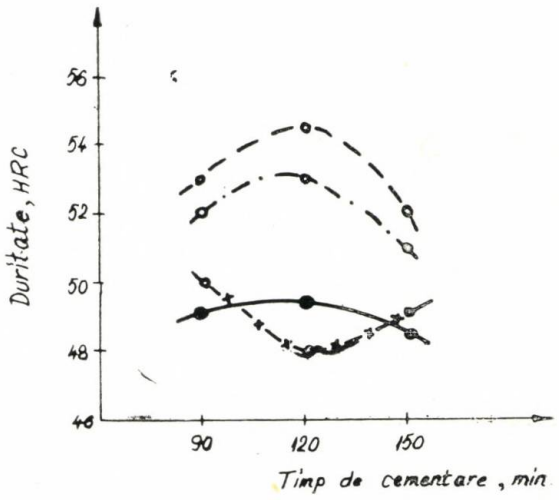


Fig. 6 b Variația durității în funcție de timpul de cementare la temperatura de 640°C:

——— oțel OLC 45 cementat ; baie cu 30% NaCNO
– – – – oțel OLC 45 cementat ; baie cu 67% NaCNO
— • — • — oțel 40 C 10 cementat ; baie cu 30% NaCNO
— x — x — oțel 40 C 10 cementat ; baie cu 67% NaCNO

Din punct de vedere al rezistenței la uzare, se constată că cele mai bune rezultate (pierderi minime) corespund straturilor de grosime mai mare, chiar dacă acestea sînt bifazice.

Duritatea cea mai ridicată se obține la probele din OLC 45 după carbonitrurarea în baie cu 67% NaCHO la 640°C, timp de 120 minute, iar pentru probele din 40 C 10, după carbonitrurare în baie cu 30% NaCHO la 570°C după 150 minute.

Concluzii

Prezența elementelor de aliere, în acest caz a cromului, determină modificări esențiale ale comportării materialului la tratamentul de carbonitrurare prin formarea de noi faze și prin modificarea condițiilor de difuzie a cabonului și azotului, astfel încît pentru fiecare compoziție a materialului tratat sînt necesare determinări pentru stabilirea parametrilor optimi de tratament.

Natura și grosimea straturilor de compuși au un rol esențial asupra proprietăților acestor straturi.

La determinarea parametrilor de tratament termic, trebuie să se ia în considerare nu numai materialul tratat ci și condițiile de solicitare a piesei tratate, deoarece se constată că nu întotdeauna rezistența maximă la uzare (și, legate de aceasta, și proprietățile antifricțiune) se obține pentru aceleași condiții ca acelea care corespund durității maxime, sau durității minime.

În toate cazurile, o deosebită atenție trebuie acordată eliminării sau repartiției cît mai favorabile a precipitatelor din stratul de difuziune.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lahtin, Iu. M.:* Azotirovanie Stali, Mașinostroenie, Moscova, 1976.

[2] *Ramey, J.:* Progréses recents et tendences actuelles dans la carbonitruration. Mem scient. rev. metall. 1963, v. 60, nr. 3, p. 215—235.

[3] *Lahtin, M.:* „Fiziceskie osnovî protessa azotirovania, Ed. Mașghiz, Moscova, 1955.

[4] *Prejenusil, B.:* „Nitrotementația", Ed. Mașinostroienie, 1969, Moscova.

[5] *Confentt, M., Gantois, M., Michel, H.:* Nitrerung von Stahl durch Ionenbeschuss, HTM, Heft, 2, 1975.

[6] *Edenhagher, B.:* L'Ionitruration — Le Procedée et ses applictions. Traitement temique, nr. 29, pag. 49 și nr. 80, pag. 31, 1973.

CZ : 621.78

Stadiul actual al tratamentelor termochimice în strat fluidizat

Ing. Valer **PANTEA**, ing. Leontin **DRUGĂ**, ing. Sofia **DINU** — ICPTSC — București

Introducere

Posibilitatea realizării tratamentului termochimic în strat fluidizat se pare a fi apărut întîmplător. În urma unor experimentări de încălzire fără oxidare s-a observat că la un coeficent al aerului de combustie $\alpha \cong 0{,}25$, atmosfera în strat este carburantă, iar suprafața metalului se carburează [1, 2]. S-a remarcat, că viteza de carburare este de cîteva ori mai mare decît viteza de carburare obținută în cuptoarele obișnuite. Aceasta a determinat interesul specialiștilor pentru cercetări experimentale în vederea stabilirii posibilităților de aplicare a carburării accelerate, carboniturării, nitrurării sau termozincării prin difuzie în strat fluidizat.

Rezultă că starea termodinamică a mediului activ de saturare are o influență favorabilă asupra procesului de difuzie, ceea ce trebuie avut în vedere cînd se studiază un anumit proces de tratament termochimic în strat fluidizat.

Cu toate acestea, nu există lucrări sistematice în acest domeniu, datele din literatura de specialitate avînd mai mult un caracter informativ, de evidențiere a posibilităților de utilizare a stratului fluidizat, iar soluțiile tehnologice sînt protejate de brevete.

Unele experimentări de carburare, efectuate în ultimii ani, (folosind gaz metan) au demonstrat ca posibile viteze de carburare mari în strat fluidizat și ceva mai mari în cazul utilizării amestecului de propan-butan. Ca material granular de fluidizare, se folosesc particule de șamotă de 0,4—0,6 mm amestecate cu catalizator de nichel, la temperaturi de 900—1000°C, nefiind posibilă obținerea unei atmosfere carburante fără catalizator [2]. Menținerea coeficientului α în limite strînse presupune dotarea instalației cu aparatură de dozare a amestecului gazos, specifică generatoarelor pentru producerea atmosferei controlate de tip endoterm. Potențialul de carbon al fazei gazoase se determină prin analiza chimică a conținutului de carbon într-o folie de oțel moale, cu o grosime de 0,15 mm și o suprafață de 22 cm^2, menținută

30 min. în spațiul activ de lucru. La valori ale coeficientului $\alpha = 0{,}18—0{,}20$, se pot obține, în stratul fluidizat conținînd particule catalitice active, medii carburante cu un potențial de carbon de pînă la 1,3% C.

Lucrările cu caracter experimental efectuate au declanșat intense activități în scopul asimilării și aplicării în practica industrială a carburării și carbonitrurării în strat fluidizat, avantajele (viteze mari de încălzire și viteze mai mari de difuzie care fac posibilă scurtarea, de mai multe ori, a duratei tratamentului termochimic), fiind evidente.

Procese de carburare și carbonitrurare în strat fluidizat

În scopul asimilării tratamentelor termochimice de carburare și carbonitrurare în strat fluidizat, s-au efectuat cercetări experimentale pentru obținerea atmosferelor controlate necesare chiar în cuptorul cu strat fluidizat [1].

În acest caz, în camera de presiune situată sub placa de fluidizare se introduce amestecul combustibil, care este în același timp și

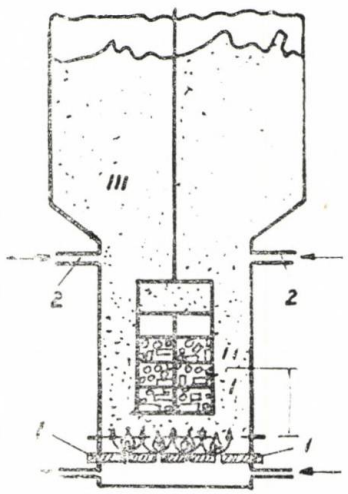


Fig. 1 Schema principală de obținere a atmosferei controlate în cuptorul cu strat fluidizat:
1. placa de fuidizare; 2. alimentare suplimentară cu aer pentru ardere.

agent de fluidizare, cu un coeficient al aerului de combustie α adecvat, funcție de compoziția dorită în cuptor.

Folosind valori ale coeficientului consumului de aer $\alpha \cong 0{,}25$ și temperaturi în stratul fluidizat de 900—1000°C este posibilă carburarea. Viteza de carburare crește cu micșorarea coeficientului consumului de aer α și a diametrului particulelor materialului granular. În aceste condiții, procesul de carburare decurge de cîteva ori mai repede decît carburarea obișnuită.

Această intensificare a procesului de carburare are loc ca urmare a creșterii vitezei de încălzire de 5—10 ori, comparativ cu încălzirea obișnuită prin radiație, a existenței unei cantități suficiente de gaz metan în atmosfera gazoasă precum și datorită alimentării continue a suprafeței metalice a pieselor cu carbon activ atomic. Pentru realizarea unui potențial de carbon corespunzător în stratul fluidizat la un coeficient $\alpha = 0{,}25—0{,}30$, se introduce în cuptor, printr-un sistem special suplimentar, gaz metan fără ca acesta să treacă prin stratul de catalizator. La adaosuri de 15—25% ale gazului metan, conținutul optim de carbon în stratul superficial al pieselor este cuprins între 0,95—1,15% C. Adîncimea stratului carburat în strat fluidizat, cu ados de 15—25% gaz metan, este de 1,0—1,2 mm după o menținere de 1,5 ore la 950°C.

O variantă experimentată (de carburare în strat fluidizat) este aceea în care stratul fluidizat este format din particule de grafit de 0,2—0,4 m, iar încălzirea se produce ca urmare a trecerii curentului electric alternativ printr-un strat de 150 x 150 x 400 mm, prin intermediul a doi electrozi de grafit ∅ 25 imersați în strat, la o tensiune a curentului de 96 V [3].

În urma experimentărilor și a prelucrării datelor se presupune că atomii de carbon pătrund în metal direct din faza solidă pe care o constituie însuși stratul fluidizat. La contactul dintre particule și suprafața pieselor și respectiv a electrozilor se formează descărcări electrice — microarcuri — care intensifică procesul de sublimare a carbonului și de adsorbție a atomilor activi de către suprafața metalică.

Și în acest caz, viteza mare de încălzire, generarea intensă a carbonului activ și, respectiv, temperatura ridicată a procesului de carburare (1075—1100°C) asigură o viteză ridicată de carburare, în numai 30 minute obținîndu-se un strat de 0,8 mm într-un oțel 25 (St. 25). Ca agent de fluidizare se poate folosi aerul sau gazele neutre: azot, argon.

Există posibilitatea realizării fluidizării printr-o vibrare mecanică, în care caz se elimină consumul gazelor de fluidizare, soluția devenind sub acest aspect mai economică.

Preocupări pentru asimilarea carburării în strat fluidizat există, de asemenea, în țările vest europene: Anglia, Franța, R.F.G., precum și în S.U.A. și Japonia.

Una din orientările care stau la baza asimilării echipamentelor în acest scop, este încălzirea din interior prin trecerea unui amestec combustibil aer-gaz, aproape stoechiome-

tric, printr-o placă de fluidizare ceramică poroasă și care, inițial arde cu flacără deasupra stratului, stabilizîndu-se apoi la baza stratului, la circa 25 mm deasupra plăcii.

Temperatura se reglează automat cu un regulator proporțional, cuplat cu un ventil electromagnetic care dozează cantitatea ade-

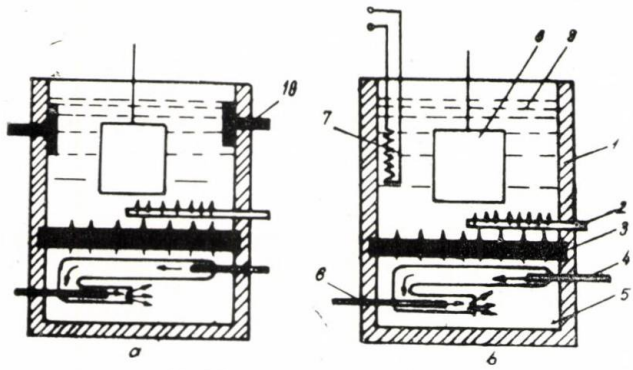


Fig. 2 Cuptor pentru carburare în strat fluidizat încălzit cu combustibil gazos din interior.

vată de amestec aer-gaz. Pentru realizarea potențialului de carbon necesar nu numai că se reglează proporția de gaz/aer, dar se folosește și un catalizator în partea inferioară a stratului sau se adaugă suplimentar gaz metan. După datele publicate [4], un strat de carburare de 0,76 mm se obține după o menținere de o oră la 975°C.

O altă variantă experimentată (carburare și carbonitrurare în strat fluidizat) este aceea care utilizează pentru formarea stratului fluidizat particule de grafit sau cărbune de lemn cu adaosuri de acceleratori (K_2CO_3 ; Na_2CO_3 ; $BaCO_3$ NH_4Cl) într-un cuptor baie electrică cu electrozi.

Procesul de saturare cu carbon și azot în strat fluidizat, format din cărbune de lemn, este de 3—4 ori mai intens decît carbonitrurarea în amestec de gaze de carburare și amoniac și nu este inferior metodelor de nitrurare lichidă (TENIFER, TUFTRIDING) ; procesul este mai tehnologic, acesta avînd proprietățile mediilor lichide dar nefiind deloc toxic.

Nitrurarea în strat fluidizat

Există, în prezent, mai multe posibilități și procedee de intensificare a procesului de nitrurare, acționînd asupra următoarelor procese elementare, concurente la formarea stratului de difuzie :

— formarea azotului activ în faza gazoasă ;

— absorbția și respectiv adsorbția atomilor de azot pe suprafața metalică ;

— difuzia azotului în faza solidă, în metal.

Asupra acestor procese se poate acționa utilizînd încălzirea cu curenți de inducție, efectuarea nitrurării într-un cîmp de ultrasunete, nitrurarea la presiuni ridicate, nitrurarea ionică, nitrurarea în băi de săruri topite și niturarea în strat fluidizat [5].

Acestea au anumite avantaje dar și unele dezavantaje specifice, printre care :

— toxicitatea ridicată și pericolul de poluare a mediului înconjurător pe care le reprezintă băile de săruri ;

— instalații complexe scumpe, cu o arie de aplicare limitată privind forma și dimensiunea pieselor, cum sînt instalațiile de nitrurare cu curenți de inducție și ionică.

Nitrurarea în strat fluidizat a fost experimentată pentru prima dată în Japonia de către TANAKA și constituie brevet de invenție al acestuia încă din 1959. Cuptorul de nitrurare experimentat este de tip vertical și este încălzit din interior, prin arderea unui amestec combustibil ce trece prin placa de fluidizare și care pune în mișcare ascendentă materialul granular, care la o anumită presiune, se fluidizează. Suplimentar, cuptorul cu strat fluidizat poate fi încălzit cu încălzitori electrici sau cu electrozi, în care caz se realizează și microdescărcări electrice la limitele granulelor și, respectiv, suprafața pieselor metalice.

Pentru nitrurare cuptorul este alimentat cu amoniac, direct în spațiul de lucru, iar gazele consumate sînt evacuate printr-o țeavă

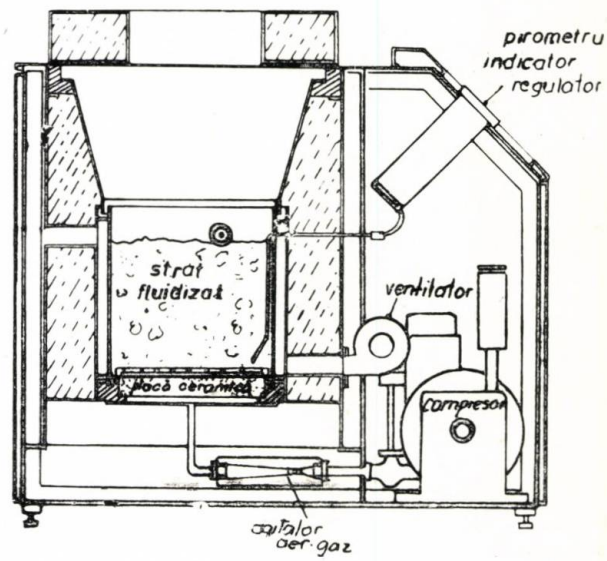


Fig. 3 Schema construcției cuptorului cu strat fluidizat pentru nitrurare :
a — încălzire suplimentarără prin intermediul rezisto-
b — încălzire suplimenta prin descărcări electrice ;
rilor electrici.

montată în capac. Atmosfera în cuptor este și ușor carburată, conținînd oxid de carbon, hidrogen, azot și bioxid de carbon, iar com-

ponentele reglabile sînt amoniacul, gazul carburant și respectiv aerul. Autorul susține că existența în cuptor a oxidului de carbon favorizează procesul de nitrurare. Temperatura nitrurării poate varia între 550—630° C iar durata de la 0,5—15 ore. În aceste condiții se obține un strat superficial de nitruri și carbonitrurări $Fe_{2-3}(N, C)$; Fe_4 (N, C) carburi de fier și ale elementelor de aliere.

O variantă diferită a fost încercată în U.R.S.S., în calitate de gaze de fluidizare și, respectiv, de nitrurare fiind utilizate aerul și amoniacul — 60 — 70% aer și 40—30% NH_3 [6]. Aplicînd nitrurarea în strat fluidizat la 500—650°C cu durata de 0,5—3 ore și la un grad de disociere de 18—90%, se obține un strat de difuzie de 0,03—0,6 mm pe fier tehnic și 0,1—0,45 pe un oțel Cr-Ni-W (30 H_2 NWA).

Concluzii

Datorită particularităților sale (schimbarea stării hidrodinamice, capacitate ridicată de transmitere a căldurii, reglarea în limite largi a acestuia), stratul fluidizat — ca mediu de încălzire — realizează viteze mari și reglabile de încălzire la tratamentul termic și termochimic.

Capacitatea de transmitere a căldurii în strat fluidizat este determinată în principal de materialul granular, de gradul lui de dispersie, de intensitatea gazului de fluidizare, de forma și dimensiunea pieselor supuse încălzirii ș.a.

Realizarea unor viteze mai mari de încălzire și a reacției superficiale, ca urmare a alimentării mai intense a suprafeței pieselor metalice cu gaze active, a circulației acestor gaze precum și datorită unor viteze relativ mari de difuzie, face posibilă reducerea duratei totale a proceselor de tratament termochimic.

Stratul fluidizat, ca mediu de încălzire la tratamentul termic/termochimic, depășește în prezent stadiul experimental devenind un procedeu industrial, mai ales pentru tratamentul termic și termochimic al pieselor și sculelor de dimensiuni mici și mijlocii. Este de așteptat ca aplicațiile industriale să confirme eficacitatea calitativă și economică a stratului fluidizat la tratamentul termic și termochimic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Antifeev, V. A., Baskakov, A. P.:* MITOM, Nr. 6/1966, p.

[2] *Baskakov, A. P.:* Nagrev i ohlajdenie metallov v kipiascem sloe, M. Metallurghia, 1974.

[3] *Muraviev, V. I. ș.a.:* „Tzementația v electroprovodnom kipiascem sloe, MITOM, Nr. 9, 1971, vodnom kipiascem sloe, MITOM, Nr. 9, p. 61—63.

[4] *Virr, M. J.:* Traitement thérmique rapide en barnis fluidisés, „Tr. 'Thermique", Nr. 87/1974, p. 53—56.

[5] *Iurgenson, A. A.:* Azotirovanie v jidkich sredah, MITOM, Nr./1974, p. 39—42.

[6] *Lahtin, Iu. M., Kogan, Ia. D.:* Azotirovanie stali, Mașinostroenie, 1976, p. 10.

CZ : 620.178.1

Metode pentru determinarea adîncimii stratului carburat

Conf. dr. ing. George **VERMEȘAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

Pentru determinarea adîncimii stratului carburat, se pot utiliza mai multe metode, cele mai folosite fiind următoarele :

Determinarea adîncimii stratului carburat prin metode metalografice (STAS 7235—35), care se poate face cu ajutorul :

a) metodei macroscopice (informativă), pentru controlul rapid în cursul procesului de carburare ;

b) metodei microscopice, pentru determinarea exactă a adîncimii stratului carburat.

a) Măsurarea adîncimii stratului carburat se face pe probe martor, confecționate din același material cu al piesei și supuse aceluiași regim de tratament. Ele au o formă cilindrică, cu un diametru cît mai apropiat de grosimea piesei, dar maximum 15 mm. Probele vor fi călite și apoi rupte. Punerea în evidență a stratului se poate face direct, prin introducerea capătului rupt într-o soluție de 30% acid azotic în alcool, cînd are loc o înegrire a stratului carburat, miezul rămînînd de culoare albă. Cu ajutorul unei rigle se măsoară adîncimea corespunzătoare unui conținut de circa 0,50% C. De asemenea, se poate măsura adîncimea dacă proba este supusă unei operații de polizare, după care este introdusă, timp de 30—60 secunde, într-o soluție formată din 100 cm^3 alcool etilic, 1 cm^3 acid clorhidric (pur) și 2 grame clorură cuproasă ($Cu_2 Cl_2$) sau clorură cuprică ($Cu Cl_2$). În urma reacției chimice, în zona necarburată se depune un strat pe bază de cupru, evidențiind stratul carburat, care se măsoară cu ajutorul unei lupe prevăzute cu vernier. Dacă se mărește *pH*-ul soluției la 11—12, se cuprează numai zona carburată, miezul rămînînd alb.

b) Determinarea adîncimii stratului carburat prin metoda microscopică se efectuează pe probe luate din piese, iar cînd nu este posibil, pe probe martor. Probele vor fi normalizate sau recoapte pentru obținerea unei structuri cît mai apropiată de echilibru, evi-

tîndu-se decarburarea. Pentru ca marginile să nu fie rotunjite, probele se vor îngloba în materiale metalice sau nemetalice. Măsurarea adîncimii se face cu grosisment total 100 x 1, iar citirea se face cu ocularul micrometric la care s-a determinat în prealabil valoarea diviziunilor scării gradate. Examinarea probelor se face pe întreaga periferie, indicîndu-se adîncimea minimă a stratului, exprimată în [mm], cu două cifre zecimale.

Se consideră adîncime de carburare grosimea zonei exterioare (cu structură perlitică sau perlito-cementitică) plus jumătate din zona de tranziție. Zona de tranziție are o structură ferito-perlitică și este cuprinsă între zona exterioară și miezul necarburat.

În urma a numeroase măsurători de adîncime de carburare utilizînd această metodă, s-au constatat multe dificultăți (erori subiective, abateri, etc.). Erorile au provenit, în primul rînd, de la dificultatea stabilirii precise a jumătății zonei de tranziție și mai ales a sfîrșitului zonei de difuzie (sfîrșitul zonei de tranziție).

Tabelul 1

Intervale	x	m	u	mu	mu^2
0,30—0,40	0,35	10	—3	—30	90
0,40—0,50	0,45	15	—2	—30	60
0,50—0,60	0,55	17	—1	—17	17
0,60—0,70	0,65	30	0	0	0
0,70—0,80	0,75	20	1	20	20
0,80—0,90	0,85	13	2	26	52
0,90—1,00	0,95	14	3	42	126
1,00—1,10	1,05	9	4	36	144
1,10—1,20	1,15	5	5	25	125
Sumă	—	113	—	122	634

$$S^* = h\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{1} m_i(u_i - \bar{u})^2} = h\sqrt{u^2(u)^2}$$

$$U^2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{k} m_1 u_1^2; \quad u_i = \frac{x_i x - C}{h}$$

$$S^* = 0{,}1\sqrt{\frac{634}{113} - \left(\frac{122}{133}\right)^2} \cong 0{,}212$$

h — lungimea intervalului
m — numărul rezultatelor corespunzătoare
x — valoarea măsurătorilor
C — originea de calcul

În tabelul 1 se prezintă rezultatele măsurărilor adîncimii de carburare pe baza metodei microscopice. De asemenea, se dau și datele necesare calculării abaterii medii pătratice.

Determinarea adîncimii stratului carburat pe baza variației durității

Este o metodă standardizată în multe țări. În țara noastră, metoda este standardizată în **STAS 9806—74.** Prin adîncime de carburare

Tabelul 2

Intervale	x	m	u	mu	mu^2
0,60—0,62	0,61	6	—2	—12	24
0,62—0,64	0,63	24	—1	—24	24
0,64—0,66	0,65	50	0	0	0
0,66—0,68	0,67	25	1	25	25
0,68—0,70	0,69	8	2	16	32
Sumă	—	113	—	5	105
		$S^* = 0{,}0192$			

se înțelege distanța perpendiculară între suprafața piesei și stratul carburat a cărui duritate după călire este egală cu 550 HV, determinată cu o sarcină de 9,8 N (1 kgf). Se pot folosi și metodele de măsurare a durității Vickers **(STAS 6623—70)** cu alte sarcini sau Rockwell **(STAS 8525—70).**

Principiul metodei constă în măsurarea durității Vickers cu sarcina de 9,8 N (1 kgf) într-o secțiune transversală, la diverse distanțe de la suprafața piesei. Valorile durității funcție de distanța de la suprafață se înscriu într-o diagramă, de unde se determină adîncimea corespunzătoare la 550 HV. Notarea adîncimii se face indicîndu-se valoarea adîncimii [mm], urmată de simbolul *DC* (depth of carburized case — adîncimea stratului carburat).

În tabelul 2 se prezintă rezultatele măsurărilor adîncimii de carburare pe baza variației durității, măsurată cu o forță de 1 daN. Calculînd valoarea abaterii medii pătratice după formulele prezentate în tabelul 1 rezultă:

$$S_1^x = 0{,}02\sqrt{\frac{105}{113} - \left(\frac{5}{(113)}\right)^2} = 0{,}0192$$

Comparînd cu abaterea medie pătratică de la metoda microscopică rezultă o valoare mult mai mică ($S_1^x = 0{,}0192 \ll S^x = 0{,}212$). Astfel că erorile subiective sînt aproape înlăturate.

În figura 1 se prezintă, sub formă de grafic, dependența funcțională a durității (y), față de distanța de la suprafață (x), obținută pe cale experimentală.

Ne punem problema de a găsi reprezentarea analitică a dependenței funcționale căutate, adică de a alege o formulă care să descrie rezultatele experimentale. Pentru aceas-

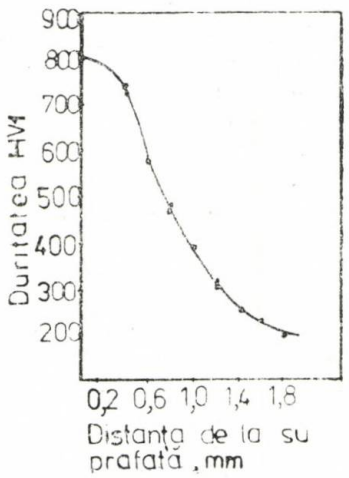


Fig. 1 Variația densității HV 1 în funcție de distanța de la suprafața probei.

ta, avînd măsurările experimentale, s-a aproximat curba ce trece prin aceste puncte ca un polinom de gradul 3 și gradul 4, folosind metoda celor mai mici pătrate. Polinomul de gradul 4 dă o aproximare foarte bună a curbei experimentale.

Pentru alegerea punctului de inflexiune s-a căutat derivata a doua a polinomului de gradul 4, care, rezolvată, dă două soluții. Dintre aceste două soluții poate fi luată în considerare una singură și anume aceea care rezultă pe curbă, în intervalul în care s-au făcut măsurările. De o parte și de alta a punctului inflexiune curba prezintă o porțiune dreaptă.

În urma calculului efectuat pe un calculator, rezultă polinomul de gradul 4: $P(x) = 770{,}9827151 + 444{,}1224542\,x - 2087{,}467682\,x^2 + 1664{,}686818\,x^3 - 417{,}2566145\,x^4$.

Punctul de inflexiune este la $x = 0{,}5961518$. Analizînd adîncimea de carburare pentru 550 HV, se constată că ea este egală cu a punctului de inflexiune. Astfel, se poate defini adîncimea de carburare ca distanța punctului de inflexiune a polinomului de gradul 4 [1]. În aceste condiții determinarea adîncimii se poate face cu ajutorul calculatorului introducînd valorile durității măsurate la diferite distanțe de la suprafața probei, fără să mai fie necesară construirea curbei de variație a durității.

Determinarea adîncimii de carburare pe baza analizei chimice

Această metodă este cea mai precisă. Ea este indicată cînd se urmărește măsurarea adîncimii totale de carburare, altfel zis, limita de la care nu se pot distinge diferențe de proprietăți fizice și chimice în raport cu cele din miezul piesei.

În norma **SAE J 423** se definește adîncimea de carburare totală ca fiind distanța de la suprafață la o adîncime la care procentajul de carbon este superior cu 0,04% celui din miezul piesei.

Metoda analizei chimice se aplică la bare și piese rotunde, care după carburare se supun prelucrării pentru prelevarea unor straturi succesive. Șpanul luat de la diferite adîncimi se supune analizei chimice, determinîndu-se conținutul de carbon, care permite apoi reprezentarea grafică a evoluției carbonului în funcție de adîncime. În figura2 a, se prezintă un grafic pentru un ciclu scurt de carburare. Din acest grafic se poate determina adîncimea de carburare pentru un conținut de 0,5% C ($DC_{0,5} = 0{,}7$ mm). Figura 2 b reprezintă graficul pentru un ciclu de carburare mai lung de aproximativ două ori și jumătate; pentru acest ciclu adîncimea este $DC_{0,5} = 1{,}60$ mm. Pentru un ciclu scurt panta curbei este mai accentuată.

Reprezentînd variația durității oțelurilor, pentru diferite cantități de martensită, în funcție de conținutul de carbon, rezultă că duritatea crește pînă la valori ale conținutu-

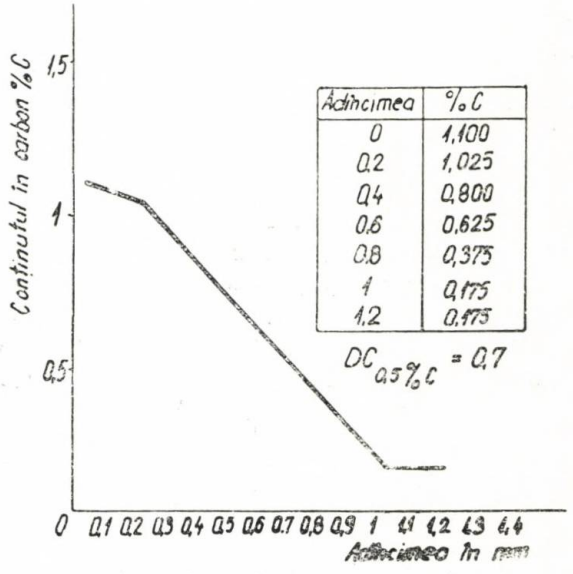
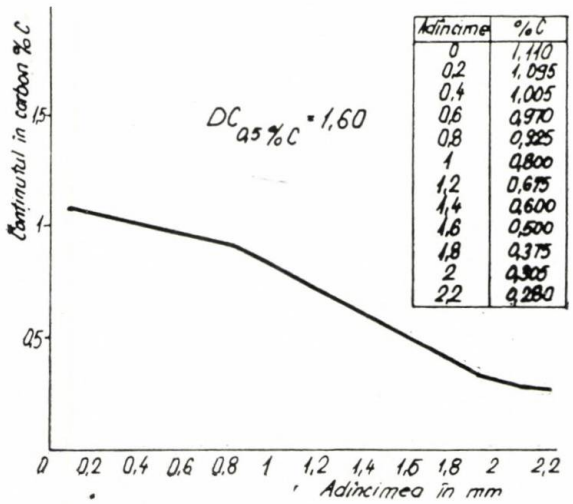


Fig. 2 Variația conținutului de carbon în adîncimea probei: a) pentru un ciclu scurt de carburare;

lui de carbon de 0,5%. Deci, un oțel cu un conținut de 0,5%C, poate să atingă duritatea maximă. Astfel, este logică alegerea ca va-



b) pentru un ciclu lung de carburare.

loare convențională a concentrației de 0,5% C; acesta corespunde și cu 50% martensită la care duritatea este de 500—550 HV.

Determinarea adîncimii stratului carburat prin metoda punctului M_s

Punctul M_s variază în funcție de conținutul de carbon, considerat pe care se bazează determinarea adîncimii de carburare (fig. 3). Dacă o probă carburată este austenitizată corect și răcită într-o baie de răcire cu o temperatură egală cu a punctului M_s (corespunzătoare unui conținut de carbon de 0,5% C),

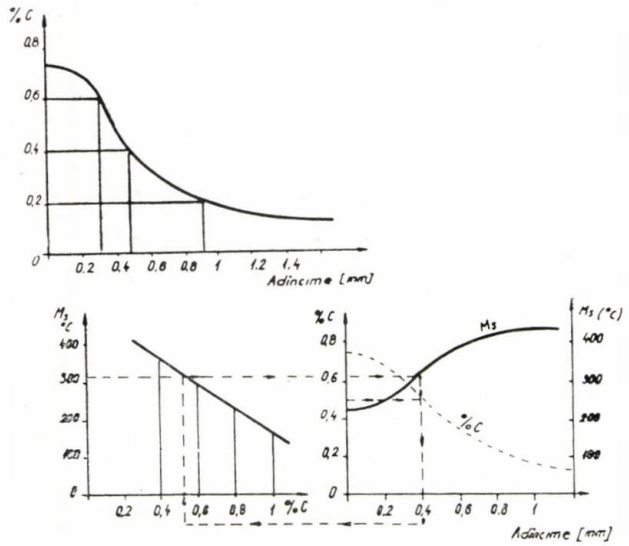


Fig. 3 Variația conținutului de carbon și a temperaturii punctului M_s în adîncimea probei.

menținută la această temperatură un anumit timp și apoi răcită în apă, apare o linie de demarcație care permite determinarea adîncimii stratului. În zona unde conținutul de carbon este mai mic decît 0,5% C, în timpul răcirii pînă la temperatura băii, se formează martensita de călire, care — în timpul menținerii în baia de răcire izotermă — se transformă în martensită de revenire. În timpul răcirii în apă de la temperatura băii izoterme se transformă în martensită de călire, zona unde conținutul de carbon a fost mai mare de 0,5% C. Deci, adîncimea stratului carburat corespunde cu zona care are o structură de martensită de călire.

În practică, se determină temperatura punctului M_s prin calcul și apoi se corectează experimental. Metoda experimentală constă în trasarea curbei de variație a conținutului de carbon în adîncimea stratului. Rezultatele determinării punctului M_s efectuate pe probe din același oțel trebuie să coincidă cu curba de variație a conținutului de carbon. Dacă nu coincide, se corectează temperatura băii de menținere izotermă.

Timpul de menținere în baia de răcire izotermă trebuie să fie suficient, pentru a permite formarea martensitei de revenire în zonele cu conținut de carbon mai mic decît cel convențional stabilit (0,5% C). Dacă timpul este prea mare, se formează bainită în apropierea zonei de demarcație și prin aceasta apar dificultăți în determinarea stratului carburat. Proba nu trebuie să fie prea groasă, pentru a avea o anumită călibilitate.

Efectele elementelor de aliere asupra punctului M_s în afară de carbon, sînt relativ slabe (în cazul oțelurilor pentru carburare) și nu duc la erori mari.

Metoda este destul de precisă și permite determinarea adîncimii stratului cu o precizie de $\pm$ 0,05 mm; se poate determina și adîncimea stratului decarburat, în cazul oțelurilor cu conținut mare de carbon [2].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vermeșan, G.:* Contribuții la studiul influenței deformării plastice asupra tratamentelor termochimice. Teză de doctorat. Institutul politehnic Cluj-Napoca, 1974.

[2] *Bazinet, R.:* Qalités des couches cementees. In: „Traitement thermique", no. 82/1974, p. 27—31.

[3] *Chatterjee, Fischer, R.:* Zur Frage der Kontrolle der Einsatzhärtungstiefe mit Hilfe der Bruchprobe und des geätzten Makroschliffes. In „H.T.M." 23 (1968).

[4] *Roche, R.:* La nouvelle norme francaise enregistrée: Determination et verification de la profondeur conventionelle de cementation. In: „Traitment thermique", no. 55, 1971, p. 57.

CZ : 621.794

Contribuții la definirea fenomenologică a noțiunii (și termenului) de difuzie, cu referire specială la metalurgia fizică

Prof. dr. ing. Constantin **WANYOREK** — Universitatea din Brașov

În lumina necesității de perfecționare continuă, dialectică [1], a terminologiei, clasificărilor și definițiilor folosite în știință și tehnică [2], s-a simțit nevoia de a se preciza — fenomenologic — conținutul (definiția) noțiunii (și a termenului) de *„difuzie"* — proces fundamental în metalurgia fizică și în aplicațiile ei (tratamentele termofizice și tratamentele termochimice), noțiune de a cărei bună înțelegere depinde în mare măsură pătrunderea intimă atît a mecanismului fundamental al procesului de difuzie în sine, cît și înțelegerea adîncă a desfășurării proceselor tehnologice menționate. Aceasta pare a fi cu atît mai necesar, cu cît imaginea procesului de difuzie pare a fi fixată în mintea multor oameni mai ales prin specificul acestui fenomen în cazul perechilor de corpuri gazoase, mai puțin pentru celelalte, care se consideră — nejustificat, cum se va putea vedea — cazuri deosebite.

Difuzia este un fenomen (proces) de omogenizare progresivă, prin amestecarea a două substanțe (oricare dintre ele aflate în stare solidă, lichidă sau gazoasă), cele două substanțe aflîndu-se inițial în raportul de contact simplu. Una din aceste substanțe constituie mediul de difuzie (un continuu solid, lichid sau gazos), cealaltă, substanța difuzantă). Aceasta — fiind adusă prin procese adecvate (de dizolvare, evaporare, disociere, etc.) într-o stare de divizinue avansată (de multe ori extremă) — este caracterizată prin (particule neutre sau încărcate electric) — este caracterizată prin aceea că, aceste particule, pătrunzînd în mediul de difuzie, capătă, indiferent de starea lor inițială (solidă, lichidă sau gazoasă) proprietățile unor particule de gaz, supuse legilor gazelor și avînd, ca atare, tendința de a umple complet și omogen, integral, spațiul aflat la dispoziția lor, egal cu spațiul ocupat de mediul de difuzie, mișcarea lor producîndu-se (în contradicție aparentă cu legile gravitației) — fără a fi influențată de eventuale diferențe ale greutății specifice (substanțe cu greutate specifică mare difuzează de jos în sus în substanțe cu greutate specifică mică — și invers) — deci fără să se producă o sedimentare a particulelor mai grele. Explicația acestui fenomen, în aparență paradoxal, constă tocmai în aceea că particulele difuzante prezintă aceeași comportare ca și particulele unui gaz, indiferent dacă inițial au aparținut unui corp gazos, lichid sau solid.

În cazul mediilor de difuzie solide sau lichide, procesul de difuzie poate fi asimilat complet cu etapa inițială a unui proces de dizolvare — desfășurarea în timp a difuziei avînd ca limită extremă realizarea omogenității perfecte, a dizolvării perfecte, care în cazul acestor medii se atinge în general greu și după durate lungi — în schimb apar foarte clar stările intermediare.

Difuzia, concepută ca un proces de transport de masă din exteriorul în interiorul mediului de difuzie — înseamnă că așa-zisa „difuzie la suprafața" obiectelor solide [3] constituie în esență un proces de umectare, care nu intră în definiția dată procesului de difuzie [3, 4].

Viteza de difuzie și variația concentrației în funcție de timpul scurs de la începerea procesului și de distanța punctului de măsurare de la suprafața de separare inițială a celor două substanțe, într-un mediu solid, este definită de cunoscutele legi ale lui Fick.

Producerea difuziei este favorizată de tot ce poate mări gradul de dispersie al substanței difuzante — recurgîndu-se în acest scop la operații adecvate — cît și de tot ce poate mări gradul de agitație al particulelor (molecule, atomi, ioni) ale substanței difuzante (creșterea temperaturii, acțiunea cîmpurilor mecanice (ultrasonore), electrice, magnetice, a radiațiilor de diferite naturi, corpusculare sau nu) — factori care acționează nu numai direct asupra elementelor — particulelor difuzante, adică asupra difuziei în esența ei, ca atare — ci, într-o foarte mare măsură — și prin intensificarea agitației (cvasi browniene), a autodifuziei elementelor componente ale mediului de difuzie propriu-zis (al matricei în cazul aliajelor metalice) — la fel, ca să dăm un exemplu nemetalurgic, ca în cazul

cînd se accelerează dizolvarea — difuzia zahărului — într-un pahar cu ceai prin agitație cu linguriță.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wanyorek, C.:* Reflectarea progreselor teoriei și practicii tratamentelor termice în terminologia specialității, In . „Metalurgia", nr. 6/1972.

[2] *Wanyorek, C.:* Aspecte dinamice și termodinamice în teoria și practica proceselor termochimice Lucrările sesiunii științifice a întreprinderii „Metalotehnica", Tg. Mureș, 20—21 aprilie, 1978, p. 222—227.

[3] *Minchevici, A. N.:* Tratamente termochimice ale oțelului.

[4] *Wanyorek, C.:* Elemente de progres în terminologia prelucrărilor la cald. Lucrările sesiunii științifice a Institutului Politehnic, Iași, 22—23 decembrie 1978, pag. 21—24.

CZ : 539.4.014.2

Influența tratamentelor termochimice de borizare asupra proprietăților mecanice ale oțelului OLC 45

Ing. Ion **SPĂTARU** — INOX — București
Ing. Valeriu **ȘTEFAN** — IMG — București

Proprietățile straturilor borizate au fost prezentate în literatura de specialitate și menționate în lucrările [1] și [2]. Apare deci firească necesitatea cunoașterii modului de comportare a oțelurilor cu un miez tenace și o suprafață extradură în timpul exploatării, respectiv capacitatea pieselor borizate de a răspunde solicitărilor mecanice ce apar în timpul funcționării mașinilor. Încercări pentru determinarea proprietăților mecanice ale oțelurilor borizate au mai fost făcute [3], totuși rezultatele prezentate nu pot fi generalizate, depinzînd într-o mare măsură de procedeul de borizare folosit. Aceste încercări sînt în măsură să scoată în evidență modul de comportare a ansamblului matrice metalică — strat borizat, să determine alegerea unui procedeu de tratament termic final al pieselor borizate, în așa fel încît rezultatele să fie dintre cele mai bune.

În acest context, lucrarea de față prezintă rezultatele încercărilor pe un oțel indigen OLC 45 borizat într-o baie de sticlă borosilicatică. Compoziția chimică a oțelului OLC 45 supus borizării a fost următoarea : C — 0,50 ; Mn — 0,50 ; Si — 0,27 ; P — 0,019 ; S — 0,019 ; Cr — 0,28 ; Ni — 0,23 ; Cu — 0,02.

Pentru comparație s-au folosit epruvete din aceeași șarjă în stare recoaptă, normalizată și îmbunătățită. Îmbunătățirea s-a făcut prin austenitizare la 850°C în baie de sare cu răcire în ulei, urmată de revenirea în două variante : la 550° C și 250° C cu răcire în aer.

Încercarea la tracțiune s-a făcut pe epruvete normale la o mașină universală de tip **AMSLER** de 60 tf. Pentru fiecare grupă de încercări, rezultatele prezentate sînt o medie a valorilor obținute pe trei epruvete. La borizarea epruvetelor din OLC 45, pentru încercarea la tracțiune, s-au obținut grosimi de strat între 50 și 160 μm funcție de temperatura de borizare și de durata de menținere.

Figura 1 redă micrografia oțelului OLC 45 borizat la temperatura de 920° C, cu o durată de menținere de 6 ore. Se observă caracterul

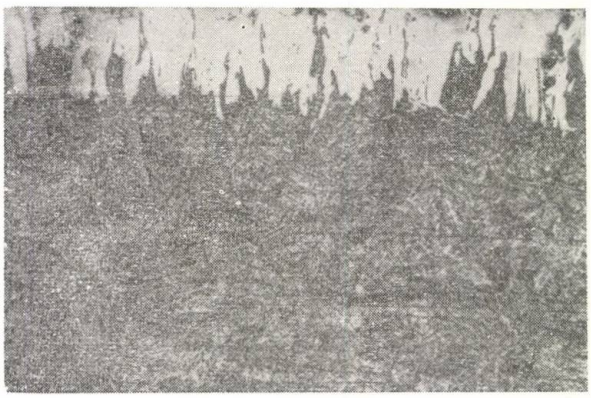


Fig. 1 Oțel OLC 45 borizat. 250 : 1 ; atac : nital 2% ; temperatura de borizare : 920° C ; durata de menținere : 2 ore.

uniform al stratului borizat, format din ace de borură Fe_2B ancorate în matricea metalică de bază.

Influența borizării asupra caracteristicilor mecanice ale oțelului, pentru o durată de borizare de 2 ore, se desprinde din analiza tabelului 2, unde sînt prezentate caracteristi-

cile mecanice obținute la tracțiune, comparativ cu tabelul 1 care cuprinde rezultatele obținute pe epruvete neborizate.

La răcirea lentă se observă o creștere a limitei de curgere și a rezistenței la rupere

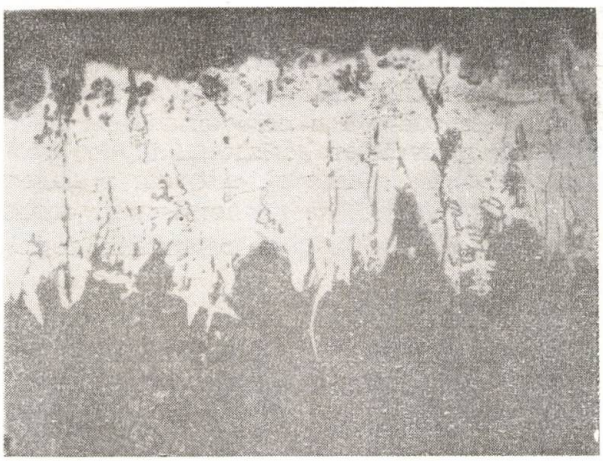


Fig. 2 Oțel OLC 45 borizat 250 : 1 ; atac ; nital ; temperatura de borizare : 920° C ; durata de menținere : 6 ore.

servă în cazul revenirii la temperatură joasă, 250° C, unde alungirea și gîtuirea la rupere sînt imposibil de măsurat.

O caracteristică a epruvetelor borizate este ruperea lor în afara lungimii de măsurare. În cazul revenirii înalte (550° C) a epruvetelor borizate, valorile limitei de curgere și ale rezistenței la rupere sînt mai ridicate decît ale celor neborizate, iar valorile alungirii și gîtuirii la rupere sînt mai mici.

Datele prezentate în tabelul 2 arată că încercările efectuate impun ca tratamentul final pentru piesele borizate să se facă prin călire și revenire la temperatură înaltă, unde valorile limitei de curgere și ale rezistenței la rupere sînt mai mari decît în cazul răcirii lente, iar alungirea și gîtuirea la rupere prezintă valori acceptabile.

Menționăm că răcirea epruvetelor de la temperatura de austenitizare s-a făcut în ulei, pentru evitarea apariției fisurilor în stratul borizat. Revenirea, atît la temperatură joasă (250° C), cît și la temperatură înaltă (550° C),

Tabelul 1

Starea epruvetelor				Caracteristici mecanice			
Recopt	Normalizat la 850°C	Călit + Revenit la 250°C	Călit + Revenit la 550°C	σ_c daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	Z %
X				37,2	60,20	18,2	39,3
	X			40,3	67,3	15,2	36,6
		X		100,60	124,0	—	—
			X	46,6	78,3	16,3	37,6

la epruvetele borizate față de epruvetele recoapte și normalizate, concomitent cu o scădere a alungirii și gîtuirii la rupere.

O creștere a limitei de curgere și a rezistenței la rupere destul de importantă, se obs-a făcut în baie de sare, urmărind prin aceasta o mai bună uniformizare a cîmpului termic, cît și o evitare a apariției ciupiturilor în suprafața epruvetelor borizate menționate de literatură [4].

Tabelul 2

Temp. de borizare (°C)	Grosime strat [μm]	Tratament termic după borizare			Caracteristici mecanice			
—	—	Răcit lent	Călit + Revenit la 250°C	Călit + Revenit la 550°C	σ_c daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	Z %
920	70	X			41,3	72,6	14,5	35
			X		123,6	146,6	—	—
				X	76,3	92,6	11,6	29,6
1000	100	X			45,6	76,6	13,7	32,6
			X		—	—	—	—
				X	69,7	89,9	8,3	27,3

Pentru a verifica ipoteza tratamentului termic final al pieselor borizate prin călire și revenire înaltă, încercările au fost continuate cu epruvete borizate la diferite temperaturi și durate de menținere de 4 și respectiv 6 ore.

Tabelele 3 și 4 prezintă rezultatele obținute.

În cazul borizării la temperaturi de 850°C, 920° C și 1000° C, cu durată de menținere de 4 și 6 ore, se constată o dependență a valorilor caracteristicilor mecanice față de regimul de borizare și de tratamentul termic final.

Astfel, pentru epruvetele borizate cu o durată de menținere de 4 ore și 850°C, și grosimea de strat 50 μm, se constată o creștere a limitei de curgere și a rezistenței la rupere (pentru epruvetele borizate față de cele numai recoapte), concomitent cu o mișcare a alungirii și gîtuirii la rupere și cu o creștere a limitei de curgere, a rezistenței la rupere și a gîtuirii la rupere, cu o ușoară scădere a alungirii la rupere față de epruvetele normalizate.

La temperaturi mai înalte de borizare, respectiv 920° C și 1000° C, se constată în toate cazurile o creștere pentru limita de curgere și rezistența la rupere, coroborată cu o scădere a alungirii și gîtuirii la rupere.

Analiza rezultatelor obținute arată o foarte mică dependență a caracteristicilor mecanice ale epruvetelor borizate, față de grosimea stratului borizat obținut, dar o dependență notabilă față de temperatura și durata de borizare ctî și față de tratamentul termic final aplicat.

Se confirmă justețea ipotezei admise, anume aceea a aplicării tratamentului termic final al pieselor borizate prin călire urmată de revenire înaltă.

Tabelul 3

Temp. de borizare (°C)	Grosime strat [μm]	Tratament termic după borizare			Caracteristici mecanice			
—	—	Răcit lent	Călit + Revenit la 250°C	Călit + Revenit la 550°C	σ_c daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	Z %
850	50	X			41,3	63,5	16,9	37,3
			X		110,2	129,6	—	—
				X	62,2	92,5	12,0	36,4
920	100	X			42,9	73,0	14,6	36,0
			X		126,0	146,5	—	—
				X	76,9	97,8	11,6	32,1
1000	130	X			41,2	72,2	10,9	30,4
			X		129,3	141,3	—	—
				X	82,8	96 8	11,2	31,2

Tabelul 4

Temp. de borizare [°C]	Grosime strat [μm]	Tratament termic după borizare			Caracteristici mecanice			
—	—	Răcit lent	Călit + Revenit la 250°C	Călit + Revenit la 550°C	σ_c daN/mm²	σ_r daN/mm²	δ_5 %	Z %
850	80	X			40,8	67,9	16,1	37,0
			X		116,0	135,5	—	—
				X	60,8	88,1	12,9	35,4
920	130	X			40,8	71,6	15,1	36,0
			X		132,9	154,2	—	—
				X	77,2	93,2	11,2	33,4
1000	160	X			41,1	70,2	11,4	37,5
			X		136,0	156 2	—	—
				X	75,2	89,8	9,9	29,6

În același timp, se observă că pentru a obține rezultate dintre cele mai bune pentru miez, coroborate cu o suprafață extradură, nu este necesar a se merge pe regimuri de borizare cu temperaturi ridicate și durate de menținere mari, ci pe alegerea unui regim mediu. Borizarea oțelului OLC 45 la temperatura de 920° C, cu durata de menținere de 4 ore în baia de sticlă borosilicatică, poate constitui regimul optim pentru cele mai diverse solicitări.

Influența vitezei de aplicare a sarcinii asupra proprietăților mecanice ale materialelor metalice este foarte mare, experiențele arătînd că limita de curgere și rezistența la rupere ale unor epruvete fiind cu atît mai mari cu cît aplicarea sarcinii se face mai rapid [5]. De aceea, completarea exeprienţelor pe probe de tracțiune, cu determinarea rezilienței pe epruvete borizate, vine să întregească imaginea asupra caracteristicilor mecanice ale pieselor borizate, știut fiind că reziliența caracterizează foarte bine tenacitatea sau fragilitatea metalelor și că este puternic influențată de structură.

Încercările de reziliență s-au făcut pe epruvete Mesneger clasice, borizate, iar rezultatele s-au comparat cu cele obținute pe epruvete normalizate, recoapte, călite și revenite la 250°C și respectiv 550°C.

Tratamentul termic final al epruvetelor borizate s-a aplicat întocmai ca în cazul încercărilor de tracțiune, respectiv, austenitizare în baia de sare la 850° C, răcire în ulei și revenire prin încălzire în baia de sare la temperatura de 250° C, respectiv, 550° C, timp de 60 minute și răcire în aer.

În condițiile alese pentru borizare, compoziția băii a fost astfel stabilită, încît — la durata de menținere și temperatura stabilită

Fig. 3 Oțel OLC 45 borizat. 100 : 1 ; atac ; selectiv ; temperatura de borizare : 1000° C ; durata de menținere : 6 ore.

— să se formeze numai faza Fe_2B, mai puțin dură dar și mai puțin friabilă.

Microstructura din figura 3 făcută pe un oțel OLC 45 borizat într-o asemenea baie confirmă cele de mai sus.

Microduritatea stratului borizat, determinată pe un microscop **Leitz-Wetzler** cu o sarcină de 5 pfoundzi, variază între 1412 μHV și 160 4μHV, ceea ce întregește afirmația existenței (în stratul borizat obținut), numai a fazei Fe_2B.

Se constată o creștere de duritate spre suprafață, ceea ce poate fi explicabil prin variația concentrației borului de la suprafață către miez.

Valorile rezilienței epruvetelor borizate se plasează sub valorile rezilienței epruvetelor recoapte, normalizate sau îmbunătățite, indiferent de tratamentul termic final al epruvetelor borizate și indiferent de regimul de borizare ales. Aceasta se desprinde din analiza tabelelor 5, 6, 7 și 8.

Tabelul 5

Starea epruvetelor				$KCU_{30/2}$ daJ/cm²
Recopt	Normalizat de la 850°C	Călit + revenit la 250°C	Călit + revenit la 550°C	
X				3,25
	X			7,7
		X		6,35
			X	10,2

Tabelul 6

Temp. borizare	Grosime de strat	Tratamentul termic aplicat după borizare			$KCU_{30/2}$ daJ/cm²
[°C]	[μm]	Răcit lent	Călit + revenit la 250°C	Călit + revenit la 550°C	
920	70	X			2,8
			X		2,2
				X	8,2
1000	100	X			1,35
			X		1,67
				X	6,9

Tabelul 7

Temp. borizare	Grosime de strat	Tratamentul termic aplicat după borizare			$KCU_{30/2}$ daJ/cm²
[°C]	[μm]	Răcit lent	Călit + revenit la 250°C	Călit + revenit la 550°C	
920	100	X			2,7
			X		2,1
				X	6,28
1000	130	X			1,72
			X		1,56
				X	6,02

Creşterea grosimii stratului borizat duce la micşorarea rezilienţei, care este accentuată şi de mărirea temperaturii de borizare. Mic-

Tabelul 8

Temp. de borizare	Grosime de strat	Tratamentul termic aplicat după borizare			$KCU_{30/2}$ daJ/cm²
[°C]	[μm]	Răcit lent	Călit + revenit la 250°C	Călit + revenit la 550°C	
920	130	X			2,3
			X		1,87
				X	6,1
1000	160	X			1,60
			X		1,42
				X	5,8

şorarea evidentă a rezilienţei probelor borizate este explicabilă, dacă ţinem cont de schimbarea structurii epruvetelor borizate în comparaţie cu cele neborizate.

Concluzii

Deşi tratamentul termochimic de borizare este puţin probabil să fie aplicat pentru mărirea caracteristicilor mecanice, totuşi încercările la tracţiune şi rezilienţă sînt utile pentru a stabili ciclul de tratament termic al pieselor borizate, pentru a cupla cu maxim de eficienţă un strat extradur rezistent la uzură cu un miez tenace oferit de un oţel cu calităţi mai slabe.

Pentru oţelul OLC 45, temperatura de borizare de 920° C şi o durată de menţinere de 4 ore, cu un tratament termic final de călire şi revenire înaltă la 550° C conduc la proprietăţi maxime, care pot satisface cele mai aspre condiţii de exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spătaru, I.:* Cercetări asupra posibilităţilor de aplicarea industrială a tratamentului termochimic de borizare „Industria Uşoară", nr. 11/1977.

[2] *Spătaru, I., Wanyorek, C.:* Unele cercetări privind durificarea superficială prin borizare a oţelului OLC 15. Rev. „Construcţia de Maşini", nr. 2/1978.

[3] *Atens, H. von, Kunst, M.:* Über de Festigkeite — und Zähigkeit seigenschaften borierten stahles, H.T.M. 28/1973 Nov.

[4] *Permiakov, V. G. şi alţii:* Borizarea oţelurilor de scule în carbura de bor tehnică — Mettalovedenie i termiceskaia obrabotka metallov, nr. 2/1974.

[5] *Geru, N.:* Proprietăţile metalelor şi metode fizice de control. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1967.

CZ : 620.178.1

Încercări nedistructive de duritate, bazate pe corelaţia dintre intensitatea cîmpului coercitiv şi energia de deformare

Fiz. pr. Vasile **SÂNDOR**, dr. ing. Zoltán **KOLOSVÁRY** — Intreprinderea „Metalotehnica" — Tg. Mureş

Introducere

Fabricarea — prin turnare de precizie — a greiferelor speciale ale maşinilor de cusut industriale, a ridicat o serie de probleme în ceea ce priveşte reproductibilitatea calităţii pieselor finite. Problema majoră a fost obţinerea unor durităţi corespunzătoare. Duritatea pieselor se determină cu metoda Vickers, prin măsurări individuale în faza finală a fabricării. Neîncadrarea durităţii în toleranţele prescrise nu mai permite recuperarea pieselor. În vederea depistării pieselor cu durităţi necorespunzătoare s-a propus efectuarea măsurărilor de duritate, imediat după tratamentul termic. Inconvenientul principal, la această soluţie, constă în pregătirea suprafeţei pieselor pentru măsurarea de duritate.

În urma unui studiu aprofundat, autorii s-au orientat spre metode magnetice de control [1, 2, 3]. Din marea varietate a metodelor magnetice de testare a durităţii, pe baza studiului experimental efectuat, s-a ales corelarea durităţii cu intensitatea cîmpului coercitiv [3, 4, 6, 7, 9, 12].

Lucrarea prezintă o analiză statistică a variaţiei concentraţiei elementelor principale de aliere. S-a acordat o atenţie deosebită acestei analize, deoarece metodele magnetice sînt foarte sensibile la variaţia concentraţiei elementelor de aliere (abaterile de la valorile prescrise denaturează rezultatele măsurărilor magnetice). Pentru determinarea intensităţii cîmpului coercitiv s-a elaborat o metodă nouă foarte sensibilă de măsurare. Această metodă reduce substanţial erorile cauzate de contactul magnetic necorespunzător între piesele testate şi sonda de măsurare. O ultimă parte a lucrării se ocupă cu aplicabilitatea metodei elaborate.

Bazele teoretice ale structuroscopiei magnetice

Oţelurile cu carbon sînt medii materiale feromagnetice. Caracteristicile lor magnetice sînt determinate de compoziţia chimică şi de structura lor internă microcristalină. Descrierea fenomenologică a feromagnetismului se bazează pe existenţa unor domenii de magnetizare, numite „domenii Weiss", în care cîmpul magnetic intern are o orientare după o direcţie bine definită. Aceste domenii sînt separate prin zone de trecere, numite „pereţii Bloch", care se întind pe o grosime de maximum 100 de distanţe interatomice. Orientarea domeniilor de magnetizare în absenţa cîmpului magnetic exterior este stohastică. Numărul domeniilor se stabileşte în aşa fel, încît energia internă a cristalelor să fie minimă. Apariţia noilor domenii de magnetizare este condiţionată de reducerea energiei cîmpului exterior, compensat prin apariţia noilor frontiere de separaţie. Sub influenţa unui cîmp magnetic exterior apare la început o redistribuire în repartizarea domeniilor, în favoarea orientărilor paralele cu cîmpul, prin deplasarea pereţilor de separare. Dacă intensitatea cîmpului creşte mai departe, apare o reorientare pronunţată, care se continuă pînă la îndreptarea tuturor domeniilor după direcţia cîmpului de excitaţie, ajungînd în starea de saturaţie magnetică. Deplasarea pereţilor Bloch, respectiv, reorientările sînt frînate de existenţa dislocaţiilor, precum şi de tensiunile interne ale reţelei, care sînt într-o strînsă corelare cu duritatea ca mărime macroscopică.

Tensiunile interne au o influenţă hotărîtoare asupra valorii intensităţii cîmpului coercitiv. Tensiunilor interne ridicate le corespund cîmpuri coercitive intense şi, invers, lipsa tensiunilor interne şi a dislocaţiilor contribuie la reducerea intensităţii cîmpului coercitiv. Măsurarea intensităţii cîmpului coercitiv, devine astfel o modalitate de evaluare a tensiunilor interne şi, prin aceasta, o cale pentru determinarea durităţii [5, 6, 7, 11, 13].

Pornind de la considerentul că energia internă a reţelei depinde de cantitatea şi natura elementelor de aliere, pentru ca variaţia acestora să nu influenţeze corelaţia dintre duritatea şi intensitatea cîmpului coercitiv, se impune ca elementele de aliere să nu prezinte o variaţie exagerată.

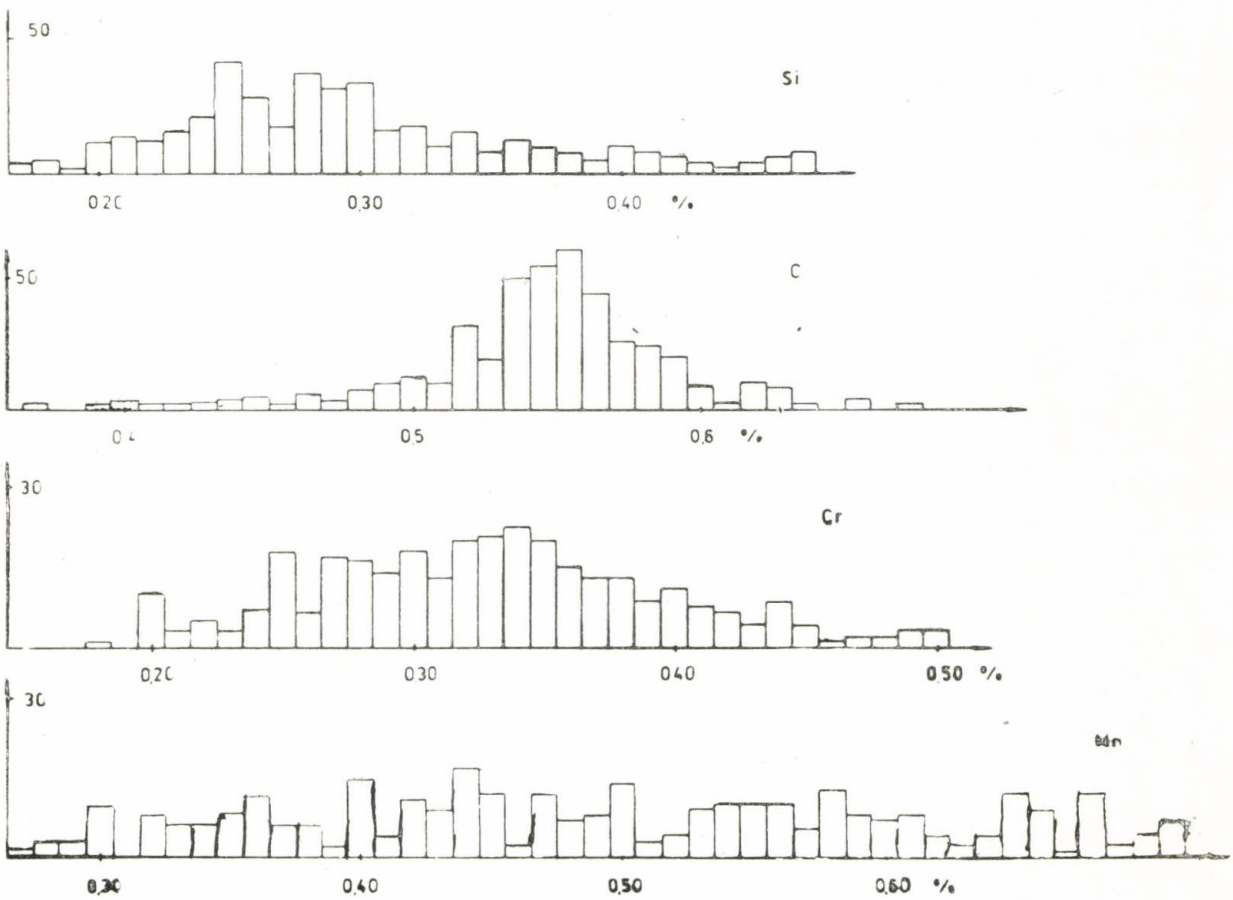


Fig. 1

Pentru a cunoaşte efectele perturbatoare de mai sus, s-a procedat la analiza statistică a concentraţiilor elementelor principale de aliere pe o perioadă de 25 de luni.

Histogramele ridicate pentru principalele elemente de aliere sînt redate în figura 1. Din analiza lor, rezultă că repartizarea concentraţiilor de carbon şi siliciu, chiar la o rezoluţie de 0,01% aproximează o curbă de repartiţie gaussiană. Cu totul altfel se prezintă repartizarea concentraţiilor pentru mangan şi crom. Aceste elemente, din cauza împrăştierii excesive, prezintă o cauză potenţială de înrăutăţire a preciziei măsurărilor. Din analiza chimică a pieselor care au prezentat abateri semnificative de la dreapta de regresie, efectuată prin corelaţia durităţii cu intensitatea cîmpului coercitiv, cu metoda celor mai mici pătrate, s-a ajuns la concluzia că efectul perturbator al manganului nu este semnificativ. În ceea ce priveşte influenţa abaterilor cromului, s-a concis că menţinerea toleranţelor prescrise de STAS pentru OLC 55 sînt suficiente.

C 0,52 — 0,60%

Mn 0,50 — 0,80%

Si 0,17 — 0,37%

Cr $<$ 0,3%

Cu $<$ 0,3%

Procedeul experimental

După ce s-a constatat că doar metodele magnetice de analiză pot furniza datele de duritate necesare, s-a trecut în revistă întreaga gamă a caracteristicilor magnetice ce pot fi puse în interdependenţă cu structura internă a oţelurilor, precum şi cu tensiunile interne. S-au analizat în mod special rezultatele măsurărilor bazate pe introducerea curenţilor turbionari, cele care evaluează permeabilitatea, precum şi cele care au la bază determinarea inducţiei de saturaţie, respectiv a forţei coercitive.

Rezultatele experienţelor de laborator efectuate pe un mare număr de piese au arătat că :

— greiferele nu se pretează la determinări prin curenţi turbionari, din cauza configuraţiei complexe, respectiv, din cauza împrăştierii mari a conţinutului de elemente de aliere ;

— măsurările de permeabilitate iniţială şi maximă, din cauza complexităţii modului de determinare, fac imposibile corelările de structură şi de duritate cu datele magnetice, la încercări de serii mari ;

— măsurările bazate pe permeabilitate dinamică şi efectivă oferă şanse de reuşită, ca măsurări absolute. Dificultatea este sensibilitatea, relativ scăzută, a măsurărilor şi corelaţia slabă cu duritatea ;

— tehnicile de analiză bazate pe determinarea intensităţii cîmpului coercitiv, a inducţiei remanente, precum şi a inducţiei de saturaţie, în special în cazul dovedit măsurărilor de comparaţie cu montaje în puncte, s-au dovedit a fi cele mai eficiente.

Aparatul de control are la bază un circuit analogic de măsurare a intensităţii cîmpului coercitiv, compus din o sondă electromagnetică, un circuit de alimentare şi circuitul de măsurare propriu-zis. Acest aparat furnizează

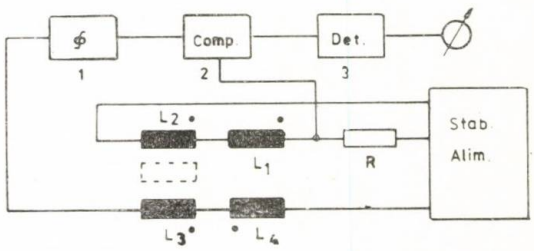


Fig. 2

o tensiune de ieşire proporţională cu valoarea intensităţii cîmpului coercitiv. Schema de bloc se prezintă pe figura 2.

Bobinajele secundare L_3 şi L_4 sînt legate în poziţie şi sînt cuplate la intrarea circuitului de integrare. Bobinajele primare L_1 şi L_2 sînt înseriate cu o rezistenţă **R** şi sînt alimentate cu curent sinusoidal. La introducerea piesei de încercat în circuitul magnetic al transformatorului L_2, L_3 (M_{23}), tensiunile de pe bobinajele secundare L_3, L_4 nu se mai compensează şi rezultanta lor se conectează la circuitul de integrare. Circuitul de integrare furnizează un semnal coerent cu fluxul inducţiei electromagnetice :

$$-e = \frac{d\varnothing}{dt} \qquad \varnothing = \int e\,dt$$

Comparatorul lucrează cu un detector sensibil la faza semnalului cules de pe **R**. În felul acesta detectorul de vîrf va primi un semnal proporţional cu valoarea intensităţii forţei coercitive. Acest principiu de funcţionare asigură o precizie ridicată a măsurării cîmpului coercitiv.

Aparatul s-a etalonat cu greifere rebutate din cauza unor abateri de la cotele geometrice precise. Este important de remarcat, că piesele selectate pentru încercări nu reprezintă rebutul unei singure şarje de turnare, ci au fost culese la întîmplare, putînd avea cea mai mare dispersie în concentraţia elementelor de aliere.

Pentru a încerca fiecare tip de greifere, s-au ales în jur de 100 de exemplare. Pe fiecare piesă s-au executat cîte trei determinări

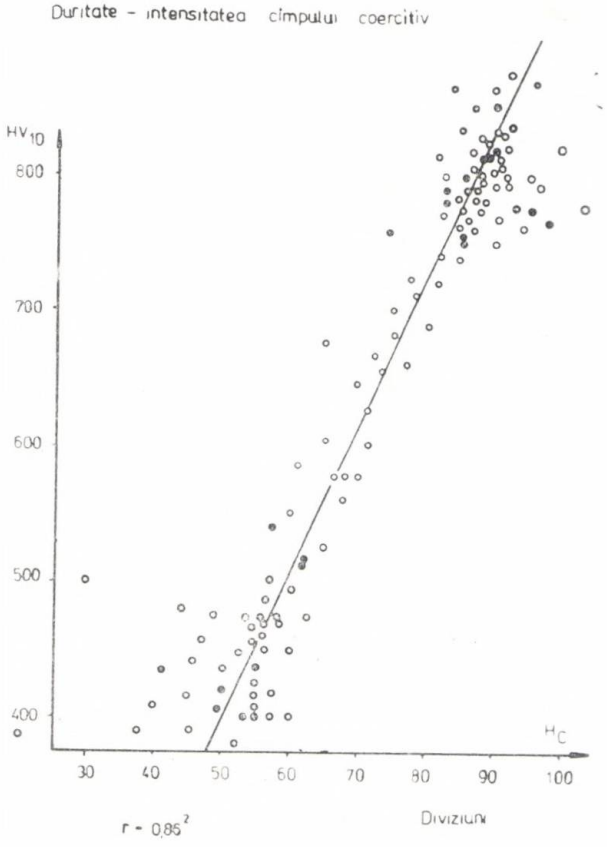


Fig. 3

de duritate, într-o zonă dată a porțiunii active. Cu toate că graiferele în cauză nu au fost rebutate din cauza durității necorespunzătoare, s-a constatat o mare dispersie a durităților.

Pentru fiecare tip, s-a ridicat dreapta de regresie lineară, dintre duritatea medie și intensitatea cîmpului coercitiv. Coeficientul de regresie a variat între 0,93 și 0,74, valori mai mari fiind obținute pentru sondele cu factorul de umplere mai mare, figura 3.

În cursul încercărilor industriale, s-au testat peste 6000 de repere semifabricate, în faza imediat următoare tratamentului termic. Piesele au fost supuse din nou testării la faza finală, unde măsurările individuale de duritate au fost efectuate paralel cu testarea cu aparatul în cauză.

Concluzii

Principiul de bază al aparatului asigură o sensibilitate suficientă pentru analiza structurală a pieselor mici, avînd o formă geometrică care asigură concentrarea cîmpului analizor.

Variația concentrațiilor elementelor de aliere afectează în sens negativ corelația dintre caracteristicile mecanice (în cazul de față duritatea) și intensitatea cîmpului coercitiv.

Aparatul poate servi la detectarea schimbărilor de materiale, dacă structura pieselor de încercat s-a format pe baza unui proces de tratament termic identic.

Aparatura realizată prezintă o sensibilitate redusă la modul de așezare a pieselor în sondă.

Etalonarea este relativ simplă, nu necesită o pregătire deosebită din partea operatorului.

Metoda și aparatul asigură o mare productivitate. Durata testării propriu-zise este sub 5 secunde.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Emöd, F.:* Studiul corelației dintre duritate și proprietățile magnetice ale oțelurilor carbon.

[2] *Emöd, F.:* Brevet R.S.R. nr. 51704.

[3] *Löbel, M., Coman, V.:* Aplicații industriale ale oscilografului catodic, Editura Tehnică, 1959.

[4] *Wiener, V.:* Măsurări electrice, Editura Tehnică, București, 1969.

[5] *Cedighian, S.:* Materiale magnetice, Editura Tehnică, 1974.

[6] *Von Weingraber, H.:* Technische Härlemessung, Carl Hanser Verlag München 1952.

[7] * * *: Metals Handbook, Volume 11: Nondistructive Inspection and quality control. American Society for Metals. Metals Park Ohio 44073.

[8] *Morosova, V. M.:* Controlul magnetic al adîncimii și durității stratului cementat al pieselor componente ale sapelor cu role. V.D.K. 620.179.14.

[9] * * *: Walker, Sci. Inc.. Hysterisraphs for automatic tracing BH curvers of hard an soft magnetic materials. Worcester, Massachusetts 01606 U.S.A.

[10] *Pantea, C., Moldovan, C., Tacu, T.,:* M.E. pure Metalurgia, 15 (1963), nr. 8.

[11] *Rudink, S.:* Controlul nedistructiv al grosimii stratului carburat. Przeglad Mechaniczny R.P.P., vol. 28, Nr. 19, oct. 1969, p. 591—593.

[12] *Szombatfalvy, A.:* Anyagvizsgálat mágneses szondával. Kohászati lapok, 1965. 7, p. 312—314.

[13] *Tietz, H. D.:* Controlul nedistructiv al structurilor oțelului turnat, Neue Hütte, R.D.G., nr. 10, oct. 1970, p. 618—623.

CZ : 621.78

Susceptibilitatea la decarburare a oțelurilor rapide de înlocuire cu molibden

Conf. dr. ing. Maria **RĂDULESCU**, ș. l. dr. ing. Hilda **PROTOPOPESCU**,
ș. l. dr. ing. Ioana **GROZA** — Institutul Politehnic — București

Necesitatea prevenirii formării stratului decarburat la scule aşchietoare

Se ştie că în ultimul timp s-a trecut la înlocuirea utilizării oţelului rapid clasic aliat cu 18% wolfram prin oţeluri mai economice şi de compoziţie raţională aliate numai cu 6% wolfram şi 5% molibden pentru o serie de scule aşchietoare, chiar din cele mai complexe din punct de vedere al configuraţiei şi al solicitărilor. În prezent, efortul metalurgilor tratamentişti se concentrează asupra perfecţionării tehnologiei de fabricaţie a sculelor din aceste oţeluri, în sensul îmbunătăţirii performanţelor lor calitative avînd în vedere faptul că oţelurile rapide aliate cu molibden prezintă unele particularităţi la tratamentul termic.

Lucrarea de faţă urmăreşte să elucideze problema decarburării sculelor aşchietoare din oţelurile cu molibden avînd în vedere faptul că susceptibilitatea la decarburare creşte în prezenţa molibdenului.

Se ştie, că în cazul sculelor aşchietoare, scăderea conţinutului de carbon de la 0,8% sub 0,4—0,5% în strat, prin decarburare, detemină o reducere sensibilă a durităţii şi deci a durabilităţii în exploatare a sculelor tratate termc, de asemenea, facilitează formarea aderenţelor de material pe tăiş şi creşterea forţelor de frecare, ceea ce determină o exploatare neraţională a sculelor. Ori tocmai posibilitatea măririi productivităţii, respectiv intensificarea regimului de aşchiere în condiţiile prelungirii duratei de viaţă a sculelor reprezintă deziderатul principal al îmbunătăţirii calităţii, a utilizării raţionale a materialelor metalice şi al economiei de metale deficitare.

Sculele aşchietoare se împart din punct de vedere al necesităţii evitării totale sau încadrării stratului decarburat în anumite limite în două categorii :

1) Scule pentru care, după tratamentul termic, muchiile aşchietoare se formează prin ascuţire pe maşini de ascuţit, cum ar fi :

— cuţitele pentru strunguri universale, pentru filetat canelat şi retezat, cuţite pentru maşini de mortezat, şepinguri şi maşini de rabotat, pentru strunguri automate etc. ;

— frezele — cilindrice, disc, cu trei tăişuri, deget, profilate ;

— burghie elicoidale.

La aceste scule, în timpul formării muchiilor active, prin aşchiere, se îndepărtează un strat de material care depăşeşte cu mult grosimea specifică stratului decarburat obţinut chiar în cazul execuării, în condiţii mai puţin severe, a tratamentului termic.

2) Scule profilate şi de precizie pentru care stratul decarburat trebuie limitat la valori maxime (0,05 mm) cum ar fi :

— sculele de finisat filete ;
— sculele de danturat ;
— broşe, alezoare ;
— scule profilate, cu muchii multiple sau fine.

La acest tip de scule, adaosul de prelucrare prevăzut pentru ascuţirea după tratamentul termic este foarte redus, astfel încît straturile decarburate, peste cele reglementate de 0,05 mm, vor periclita parametrii de durabilitate, mai ales la sculele cu regim de prelucrare cu întreruperi şi şocuri repetate.

Cercetări experimentale

Pentru a caracteriza comportarea la tratament termic a oţelurilor rapide cu molibden marca Rp 5 şi Rp 5 Co, din punct de vedere al sensibilităţii la decarburare, cercetările s-au axat numai asupra operaţiei de călire, care implică încălziri la temperaturi maxime (1200—1250° C) şi care afectează în principal formarea stratului decarburat în sculele finite, utilizînd ca mediu de încălzire numai băi de săruri topite şi urmărindu-se următoarele obiective :

a) stabilirea comparativă a susceptibilităţii la decarburare a oţelurilor rapide cu molibden Rp 5 şi molibden-cobalt Rp 5 Co, în condiţii exagerate din punct de vedere al efectului decarburat al mediului de încălzire, cu durate de menţinere în baia de călire peste cele corecte : 15 min, 30 min, 1h, 2h, şi 4h, utilizînd băi de călire uzuale (S C 960) în stare proaspătă, uzată şi regenerată ;

b) stabilirea adîncimii stratului decarburat în condiţii de lucru obişnuite, adoptînd temperaturile de încălzire la călire şi duratele de menţinere în limitele optime. În acest caz s-a urmărit concomitent cu efectul decarburant al sărurilor uzuale cu diferite grade de uzură

(după un număr de ore de funcționare), și efectul regenerării băii cu sare nouă sau cu borax.

scrise de standard. Temperaturile minime de încălzire din domeniul optim s-au asociat cu durate de menținere în limitele maxime pre-

Tabelul 1

Oțel	Ø bare (mm)	Proveniență	Compoziție chimică					
			C	W	Cr	V	Mo	Co
Rp 5	20	Franța	0,85	6,08	3,88	1,75	5,00	—
Rp 5	110	C.O.A Tîrgoviște	0,78	6,50	3,91	1,80	5,70	—
Rp 5 Co	60	Franța	0,83	6,04	4,00	2,00	5,00	4,94
Rp 5 Co	16	Franța	0,83	6,30	3,80	2,00	5,15	4,8
Rp 5	20	Franța	0,81	6,10	4,00	1,93	5,00	—

Compoziția chimică a oțelurilor rapide experimentate și dimensiunile semifabricatelor folosite sînt redate în tabelul 1. Probele au fost prelucrate mecanic după recoacere pentru înlăturarea totală a stratului decarburat.

Experimentările s-au efectuat utilizînd săruri cu care se lucrează curent și anume:

scrise, iar temperaturile maxime din intervalul corect — cu durate minime de menținere, conform datelor din tabelul 3. Răcirea probelor la călire s-a efectuat în ulei rece.

S-au efectuat măsurări de microduritate din stratul decarburat trasînd curbele de distribuție a durității după călire (determinări în 8 puncte, fig. 1).

Tabelul 2

ST 1 Sare	Temp. lucru	Temp. topire	Umiditate	$BaCl_2$ anhidru	$Na_2B_4O_7$	Insolubil	Fe
(ICECHIM)	1050—1280° C	970° C	max. 1%	min 96%	1,3—3,5%	max. 0,4%	0,07%

— sare standard SC 960 **(STAS 7975—67)** regenerată la 24 ore cu sare proaspătă pentru completarea băii de nivel cu adaos de borax (5%);

— sare pentru băi cu electrozi submersați — sare ST_1 **(ICECHIM)** cu compoziția și caracteristicile prezentate în tabelul 2.

Sărurile s-au utilizat în următoarele stări:

— baie de sare proaspătă (SC 960 și ST 1);
— baia de sare regenerată cu borax 5%;
— baie de sare regenerată cu sare 30%—50%;
— baie de sare uzată (după 400 ore de funcționare continuă, respectiv 300 ore de lucru efectiv).

Temperaturile de încălzire la călire finală s-au ales diferențiat pentru fiecare marcă de oțel, corespunzător domeniilor optime pre-

După călire, s-au efectuat succesiv tratamente termice de colorare a stratului, conform normelor **GOST 1463—68** de determinare a grosimii stratului decarburat (fig. 2). Măsurările s-au efectuat în circa 30 puncte diferite pentru fiecare probă. Considerînd media aritmetică, stratul fiind inegal, eroarea calculată este totuși mare (pînă la 14%).

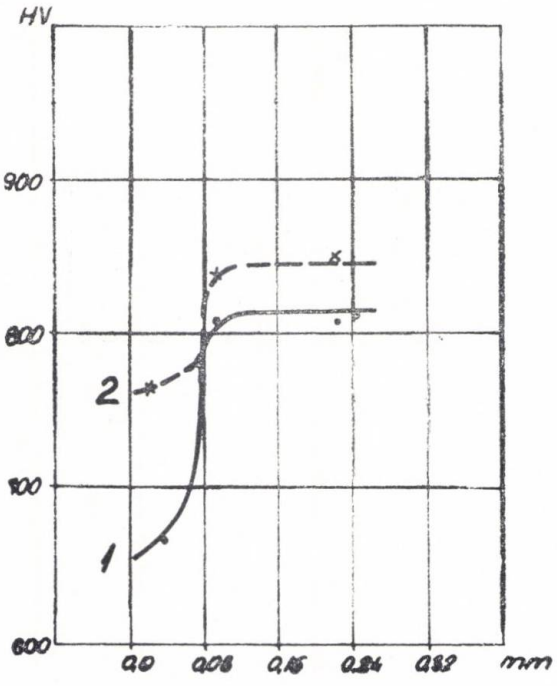
În figurile 3 și 4 sînt prezentate microstructurile obținute în stratul exterior al probelor din oțeluri Rp 5 și Rp 5 Co decarburate.

În figurile 5 și 6 sînt reprezentate curbele cinetice ale decarburării oțelurilor cercetate în coordonate: grosimea stratului decarburat în funcție de timpul de menținere în băile de săruri.

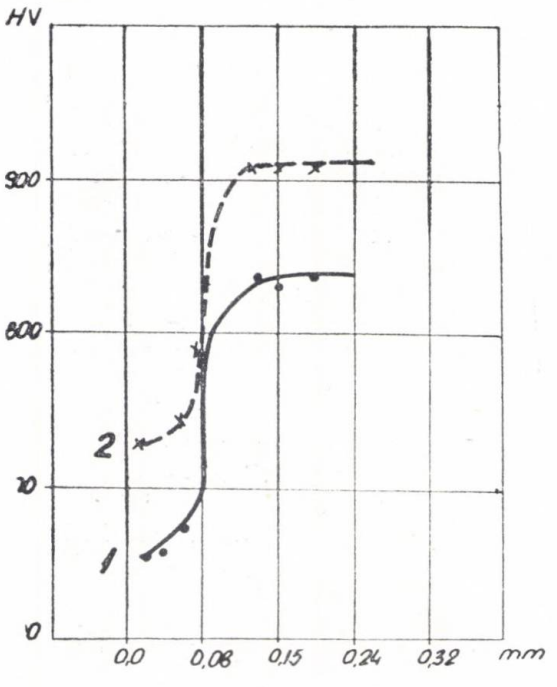
Tabelul 3

Oțel	Temperatura de călire și durate relative (s/mm)							Timp
Rp 5	$t_{min} = 1190$ °C				$t_{max} = 1240$ °C			
	10	20	30	15 min	5	10	20	15 min
Rp 5 Co	$t_{min} = 1210$ °C				$t_{max} = 1250$ °C			
	10	20	30	15 min	5	10	20	15 min

În tabelul 4 sînt redate ordonata la origine a și panta b ale dreptelor obținute după linearizarea curbelor de variație a adîncimii



a



b

Fig. 1 Variația microstructurii (HV 40g) stratului decarburat a probelor din oțel Rp 5 încălzit 15 min, la 1240° C (a) și din oțel Rp 5 Co încălzit 15 min, la 1250° C (b).

de decarburare în funcție de timp, la durate exagerate de menținere în baia SC 960

$$d = a + b \log T$$

Se pot formula următoarele **concluzii generale :**

— toate curbele prezintă o alură parabolică, alură care se supune legilor coroziunii de forma $y^2 = K\tau + C$;

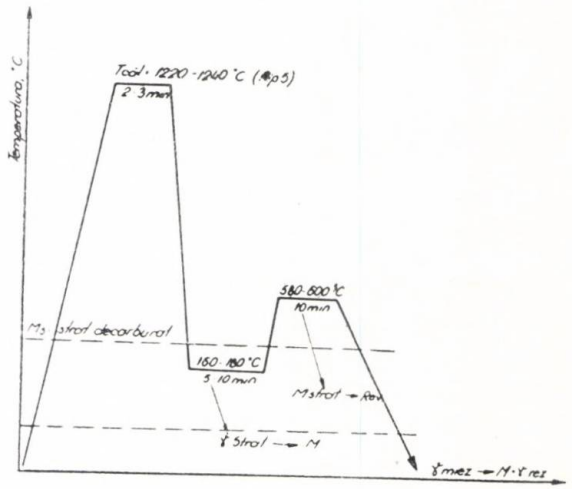


Fig. 2 Ciclul de tratament termic pentru colorarea stratului decarburat.

— decarburarea este mai accentuată în topiturile de sare uzată, în timp ce prin regenerarea topiturilor cu 30—50% sare nouă sau 5% borax, gradul de decarburare se micșorează. Sarea proaspătă afectează cel mai puțin decarburarea ;

a

— creșterea temperaturii în toate cazurile mărește adîncimea de decarburare.

La oțelurile aliate numai cu molibden, se desprind următoarele **concluzii practice :**

— în regimurile de încălzire cercetate, oțelurile cu molibden nu s-au decarburat peste limita maximă admisibilă (0,05 mm);

b

c

Fig. 3 Microstructurile obținute în stratul exterior al probei din oțel Rp 5 menținute 2 ore, la 1210° C, în baie de săruri SC 960 în stare uzată. 270 : 1 : a) — miez; b) — zonă de trecere; c) — strat.

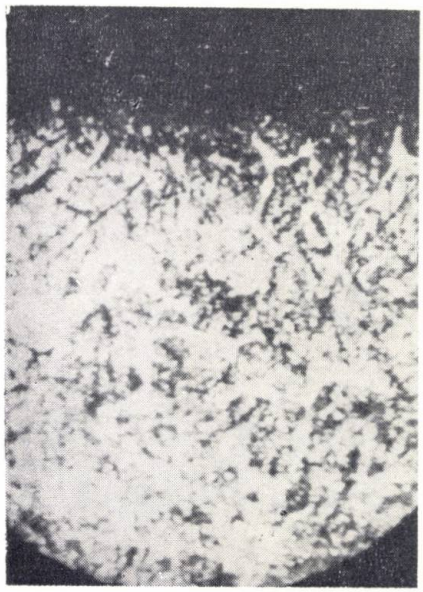
— starea băii de călire nu influențează adincimea de strat decarburat, pentru temperaturi situate în spre limita inferioară a intervalului (1190°C) și durate de menținere pînă la 30 s/mm;

— starea băii devine un factor important de influență asupra decarburării, la creșterea temperaturii de călire spre limita superioară (1240° C), chiar la durate mici de menținere (5—8 s/mm);

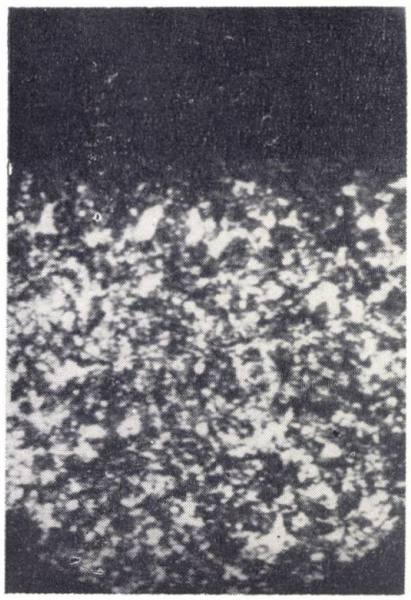
— influența stării băi de călire apare bine evidențiată la creșterea duratelor de menținere (fig. 5).

În cazul oțelurilor aliate cu molibden și cobalt rezultă următoarele **concluzii :**

— susceptibilitatea la decarburare a oțelului cu cobalt este vizibil mai mare față de oțelul cu molibden la toate regimurile încărcate;



a



b

— se impune evitarea efectuării tratamentului termic în băile de sare uzate, chiar la adoptarea temperaturilor minime de încălzire, deoarece stratul depășește grosimea maximă admisă pentru decarburare (0,05 — la sculele profilate de precizie);

— corectarea băii prin înlocuirea cu sare nouă sau adaos de borax diminuează efectul decarburant al băii;

— din punct de vedere al evitării decarburizării, se impune reconsiderarea domeniului optim al temperaturilor și duratelor de menținere la călire și anume se recomandă evitarea temperaturii de 1250°C care deși duce la scurtarea timpului de menținere, determină o decarburare peste limitele admise.

c

d

Fig. 4 Microstructurile straturilor exterioare ale oțelurilor Rp 5 (a, b) și Rp 5 Co (c, d), încălzite în baie ST 1 regenerată astfel: a) — menținere 5 s/mm la 1240°C; b) — menținere 30 s/mm la 1190°C; c) — menținere 10 s/mm la 1250°C; d) — menținere 15 min la 1210°C·250 : 1.

Concluzii

În timpul exploatării la temperaturi ridicate 1200—1300°C, între sare și aer, precum și între sare și electrozii metalici și materialele refractare au loc reacții de oxidare și, ca urmare, baia se saturează în oxigen și în oxizi metalici, ceea ce conduce la un efect decarburant al băii. Trebuie evitată pătrunderea sau formarea oxidului de fier în baie. Ca urmare

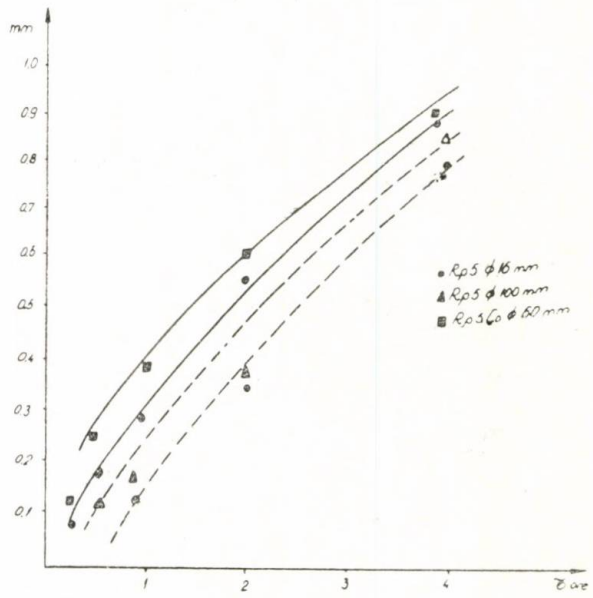
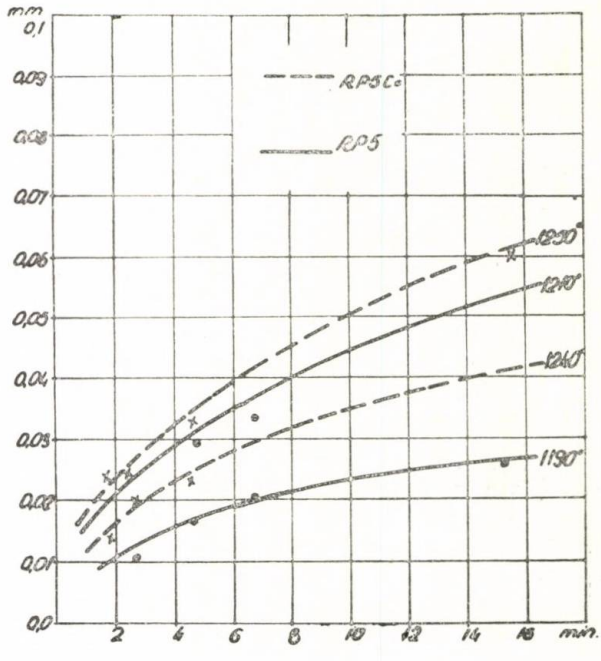


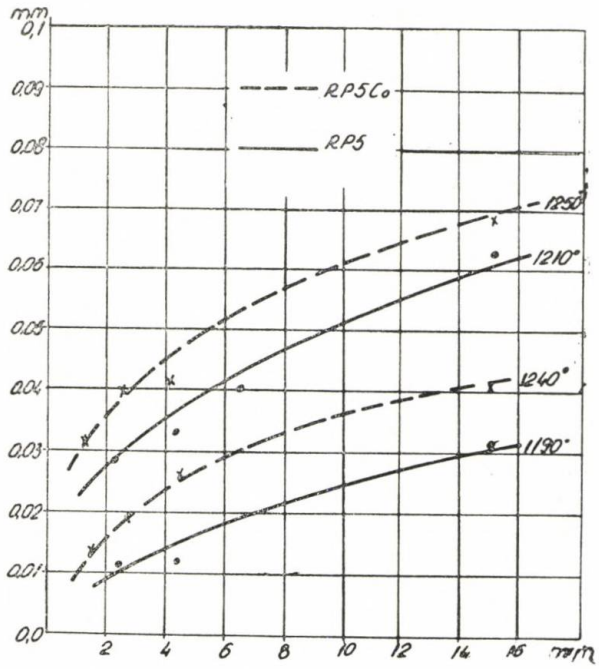
Fig. 5 Curbele cinetice de variație a adîncimii de decarburare a oțelurilor Rp 5 și Rp 5 Co la durate exagerate de menținere în băi de săruri SC 960 proaspete (curbele cu linii întrerupte) și în băi de săruri SC 960 uzate (linii continui).



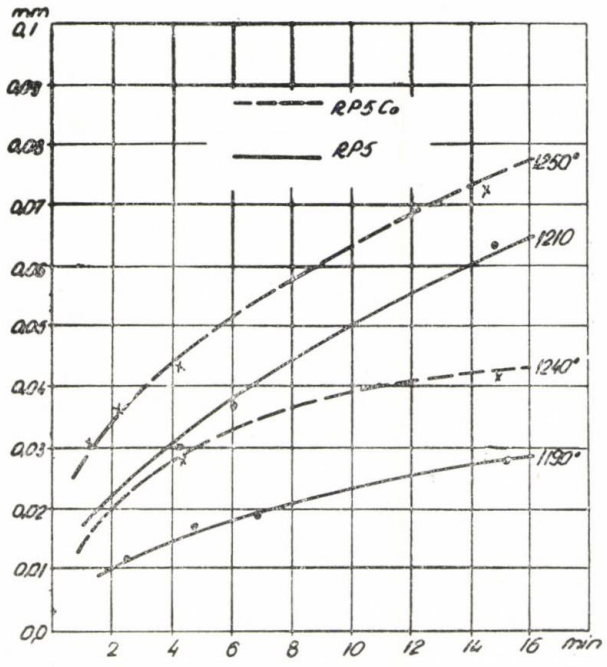
a

sculele călite în băi uzate se decarburează vizibil mai mult decît în băile proaspete, acestea din urmă asigurînd protecția optimă. Acest efect se constată atît la durate mici de menținere (< 15 min), dar și mai intens la durate exagerate.

În scopul evitării decarburării se impune corectarea periodică a băii prin introducerea, la intervale de 24 ore, de sare nouă (în proporție de 5%), sau la intervale de 6—8 ore de lucru — de adaosuri de dez-



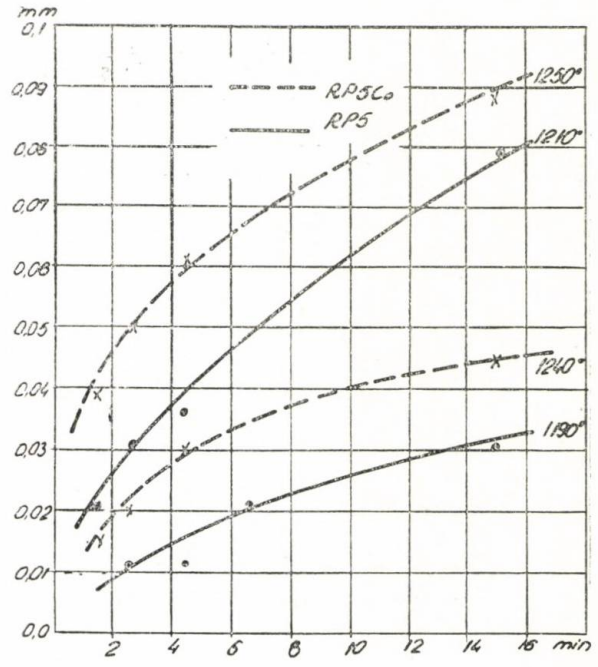
b



c

oxidare, care să neutralizeze oxizii de fier formînd compuși insolubili în baia de cloruri la temperatura de lucru. Se recomandă pentru băile din $BaCl_2$, adaosuri de MgF_2 în proporție de 5—6%, sau de borax 4—5% din greutatea băii, care asigură o protecție eficace chiar pentru oțelurile rapide cu molibden.

Se recomandă curățirea săptămînală a băii de reziduurile depuse la fund, regenerînd baia printr-un adaos de minim 20% sare nouă pentru oțelurile rapide cu molibden sau cobalt cu tendință mare la decarburare. La verificarea capacității decarburante a băii prin metoda foliei, după imersare în baie la 1220°C,



d

Fig. 6 Curbele cinetice de variație a adîncimii de decarburare a oțelului Rp 5 și Rp 5 Co la durate normale de menținere în diferite băi de sare ST 9: a) — sare nouă; b) — sare uzată, regenerată 30%; c) — sare uzată regenerată cu borax 5%; d) — sare uzată.

timp de 1 min., conținutul de carbon final nu trebuie să coboare sub $C_f = 0{,}95 - 1\%$ în timp ce pentru oțelurile cu wolfram se admite o scădere la $C_f = 0{,}85$.

Pentru oțelurile rapide cu molibden și cobalt, susceptibile la decarburare, literatura [4, 5, 7] recoman-

Tabelul 4

Oțel	Ø mm	Tipul de sare	*a*	*b*
Rp 5	16	sare uzată	— 0,0465	0,272
Rp 5	16	sare proaspătă	— 0,0281	0,185
Rp 5	100	sare uzată	— 0,0418	0,273
Rp 5	100	sare proaspătă	— 0,0410	0,199
Rp 5 Co	60	sare proaspătă	— 0,025	0,203

dă — în vederea prevenirii decarburării — utilizarea următoarelor băi de săruri: — 94,8% $BaCl_2$+5% MgF_2 +0,2% B care asigură C_f =1,1—1,2 la 1220—1230°C chiar după o exploatare îndelungată, sau 94% $BaCl_2$+ +5% MgF_2.

În lipsa amestecului gata preparat se procedează la introducerea periodică în baia de săruri, a MgF_2 în proporție de 0,7—1%, care asigură o acțiune nedecarburantă pentru un timp de lucru de 10—12 h.

La băile cu electrozi submersați, oxidarea electrozilor este mult mai redusă, dar trebuie evitate depunerile care ar frîna conducerea căldurii și deci supraîncălzirea și topirea locală a electrozilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădulescu, M., Hubert, H., Dobre, A., Groza, I.:* Stabilirea etaloanelor structurale pentru recepția și controlul calitativ interfazic și final al sculelor din oțeluri rapide. Contract cercetare IAP — IPB.

[2] *Kirk, F. A.:* High — speed steel and applications in engineers cutting tools. Metals Technology, 1977, mai, p. 233.

[3] *Petrunina, E. V.:* Obezuglerozivanie instrumentalnîh stali, MITOM, 1969, nr. 4, p. 20.

[4] *Smolnicov, E. A., Sarmanova, L. M.:* Rectificația solianîh vann pri zacalke molibdenovîh i molibdeno-cobaltovîh bistrorejuiușcih stalei, MITOM, nr. 1, 1975, p. 35.

[5] *Smolnicov, E. A., Sarmanova, L. M., Karpova, L. M.:* Rectificația vîsocotemperaturnîh solianîh vann razlicinîmi materialami,MITOM, 1977, nr. 2, p. 38.

[6] *Babard, A.:* La décarburation des aciers à outils. Traitement thermique, 1978, nr. 122, p. 29,

[7] *Geller, Iu. A.:* Instrumentalniie stali, Metallurghia, Moscova, 1975.

[8] * * *: Standarde: GOST 1463—68, BS 4659, STAS 7975—67.

CZ : 621.365.5

Contribuții ale încălzirii inductive la reducerea consumurilor de metal, de combustibil și a prețului de fabricație

Ing. Dan **NEGOESCU**, ing. Ioan Mircea **BOJIȚĂ**, ing. Mihail Stelian **COSTEA**, ing. George **BARBELI** — ICPTSC — București

Introducere

Printre marile probleme cu care se confruntă astăzi industria și în special ramura construcției de mașini, se numără și acelea de a se găsi căile ce duc la reducerea consumurilor de metal și de combustibil, precum și la scăderea prețului de fabricație a produselor. În lucrare, se vor exemplifica cîteva din preocupările de aplicare industrială a curenților de inducție, în aceste trei direcții. În construcțiile de mașini, tehnologiile moderne de încălzire, tind spre înlocuirea, acolo unde este posibil, a încălzirii clasice prin conducție, convecție sau radiație, cu încălzirea electrică direct în masa metalului, încălzire de tipul celei inductive. Încălzirea inductivă, fiind o încălzire locală, evită consumul energetic inutil. Ea se efectuează cu o putere specifică mare, într-un interval de timp scurt, micșorîndu-se mult pierderile de energie calorică prin conducție sau radiație, ceea ce contribuie la creșterea simțitoare a randamentului.

O exemplificare a contribuției încălzirii prin inducție la reducerea consumului de combustibil o oferă călirea superficială a unor piese din producția întreprinderilor de utilaj minier. Piesele de care ne ocupăm nu necesită durificarea prin călire a întregului material, sau a tuturor suprafețelor, ci numai a unor suprafețe supuse procesului de uzură în timpul funcționării. Încălzirea prin inducție se impune, în această situație, deoarece este o încălzire locală și evită consumul energetic pentru încălzirea unei mase de metal ce nu trebuie călită.

Grosimea pe care trebuie să o aibă stratul călit este cuprinsă în domeniul 1,5 ... 4 mm, necesitînd, pentru încălzire, o frecvență de 8000 Hz și o putere maximă a generatorului de medie frecvență, de 100 kW. În țară se produc generatoare de medie frecvență de 110 kW, la 8000 Hz. Pentru exemplificare s-a ales călirea superficială a două piese: nicovală și roată de lanț.

Nicovală

Volumul de metal necesar a fi încălzit pînă la temperatura de călire este de aproximativ 0,88 dm^3, pe cînd, în cazul încălzirii clasice (în cuptoare cu gaze), volumul metalului încălzit ar fi aproximativ 11,4 dm^3, deci o cantitate de metal de 13 ori mai mare.

La încălzirea inductivă, considerînd puterea maximă instalată de 100 kW, rezultă o productivitate de 136 kg metal călit într-o oră, ceea ce corespunde unui consum energetic de 0,73 kWh pentru 1 kg metal călit. Considerînd 0,30 lei costul unui kWh, rezultă un preț de 0,22 lei/kg metal călit, adică 1,50 lei costul energiei electrice consumate pentru călirea unei piese.

Să analizăm cazul în care piesa este încălzită într-un cuptor cu gaze naturale. Pentru încălzirea unui kilogram metal sînt necesari

0,244 Nm^3 gaze naturale, deci pentru încălzirea piesei vor fi necesari 21,7 Nm^3 gaze, care socotite la 0,20 lei/Nm^3, duc la un cost al încălzirii de 4,35 lei (0,05 lei/kg piesă încălzită).

Comparînd cele două încălziri se poate constata o reducere de cost directă de 2,85 lei pe piesă și, ce este mai important, economisirea a 21,7 Nm^3 gaze naturale, pentru o piesă, gaze ce pot avea o utilizare mult mai

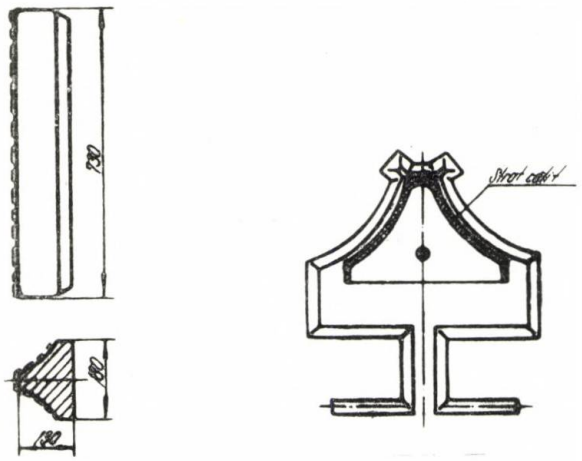


Fig. 1

eficientă în alte domenii. Forma piesei ce se călește și ansamblul inductor — piesă în timpul lucrului, sînt redate în figura 1.

Roată de lanț

Este necesară încălzirea, în vederea călirii, a unui strat de metal de 2...3 mm grosime, volumul de metal necesar a fi încălzit fiind

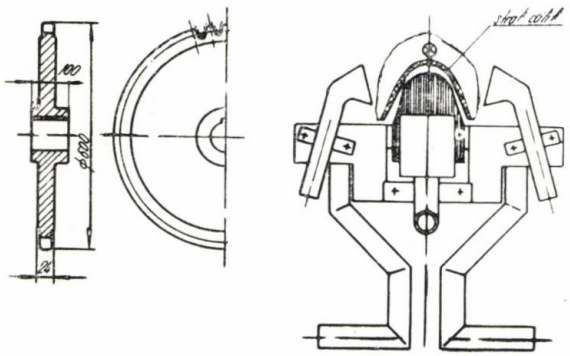


Fig. 2

de 0,28 dm^3, adică aproximativ 2,200 kg. Prin încălzirea clasică, în cuptor cu gaze, cantitatea de metal încălzit va fi de 68 kg.

Făcînd același calcul ca mai sus, vor rezulta ca necesari, pentru încălzirea piesei, 16,6 Nm^3 gaze naturale, cu un cost de 3,32 lei față de 3 lei cît costă energia electrică necesară încălzirii în vederea călirii superficiale prin inducție. Cu toate că diferența costului dintre cele două tipuri de încălzire este mică, marele cîștig este acela de a economisi cei aproape 17 Nm^3 de gaze la fiecare piesă călită. Forma piesei ce se călește și ansamblul inductor-piesă, în timpul călirii sînt prezentate în figura 2.

Alte posibilități

Mari consumatoare de gaze naturale sînt secțiile de forjă, în care încălzirea semifabricatelor se face în cuptoare cu flacără, deseori cuptoare deschise, care au randamente foarte scăzute, consumul de gaze fiind însemnat.

Introducerea încălzirii prin inducție la secțiile de forjă contribuie în foarte mare măsură la realizarea unor economii însemnate de gaze naturale. În acest scop, a fost proiectată o instalație de încălzire prin inducție, la

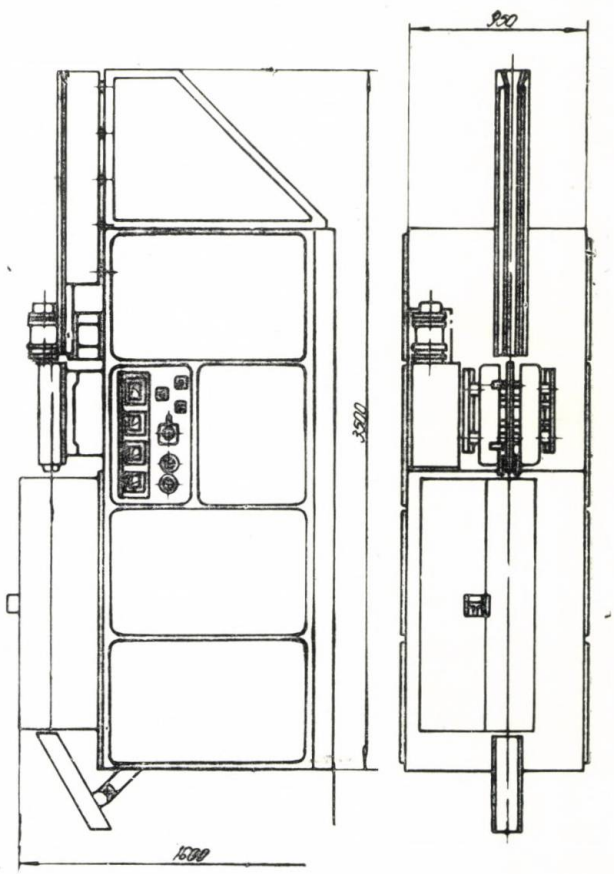


Fig. 3

frecvența de 2500 Hz, alimentată cu energie de la un generator rotativ de 300 kW, fabricat în țară. Productivitatea acestei instalații, la dimensiuni optime de semifabricate, este de 800 kg/oră. Încălzitorul instalației (fig. 3), este prevăzut cu un sistem de deplasare a semifabricatelor, în mișcare continuă, cu posibilitatea varierii vitezei de deplasare, fără trepte (prin motor de curent continuu), iar

inductorul, care realizează încălzirea piesei, face parte dintr-o gamă de inductoare ce poate cuprinde o plajă de dimensiuni ale semifabricatelor de la ∅ 26 ... ∅ 60 mm și 20 ... 50 și lungimi de 50 ... 200 mm. Este tipul de încălzitor necesar majorității secțiilor de forjă din construcțiile de mașini. Consumul energetic este de 0,33 kWh/kg, ceea ce înseamnă un consum de 2430 kWh, în 8 ore.

Dacă încălzirea s-ar face în cuptoare cu gaze, dintre cele mai bune, în timpul lucrului, pe durata unui schimb, s-ar consuma un volum de 1560 Nm^3.

Totodată, folosirea încălzirii inductive în secțiile de forjă contribuie și la realizarea unei economii de oțeluri de matrițe, prin reducerea considerabilă a stratului exterior de metal oxidat, datorită faptului că timpii de încălzire sînt de 4 ... 6 ori mai mici, iar spațiul dintre piesă și căptușeala inductorului este suficient de mic pentru a contribui la reducerea fenomenului de oxidare a semifabricatelor.

Un exemplu foarte sugestiv de reducere a prețului de fabricație îl oferă **tehnologia de călire interioară a bucșelor cu pereți subțiri de la boghiurile de la vagoane.** În prezent, tehnologia de durificare a bucșelor prevede prelucrarea prin așchiere a bucșelor (lăsîndu-se adaosuri de cementare pe suprafețele exterioare și frontale), cementarea întregii bucșe, îndepărtarea straturilor cementate de pe suprafețele exterioară și cele frontale și apoi călirea suprafeței interioare. Tehnologia călirii, cu încălzire prin inducție, se bazează pe încălzirea numai a suprafețelor interioare ale bucșelor din oțel de îmbunătățire, folosind frecvența de 66.000 Hz, furnizată de generatoare electronice de 160 kW.

Încălzirea bucșelor se face cu inductor-spirală, simultan pe toată suprafața interioară, cu puteri specifice foarte mari de 3 ... 4 kW/cm^2, în timpi foarte scurți de 2 ... 3 secunde. Imediat după întreruperea încălzirii, un violent duș de apă realizează călirea. Stratul interior, călit, are o grosime egală cu a celui obținut prin cementare, iar durițățile suprafețelor sînt peste 50 HRC. Poziția ansamblului inductor-piesă, în timpul călirii, este prezentată în figura 4.

Dacă pentru o bucșă cu dimensiunile ∅ 41 x ∅ 50 x 40 mm, prețul de fabricație este, în varianta cementării, de 15,53 lei pentru o bucată, la varianta călirii suprafeței interioare, prin inducție, prețul de fabricație scade la mai puțin de 8 lei. Dacă raportăm această reducere de preț la cele 70.000 bucșe/an, ale unei întreprinderi producătoare de boghiuri de cale ferată, din țară, rezultă (numai pentru acest reper) o scădere a prețului de fabricație cu 527.000 lei/an.

Analizînd și bucșa cu dimensiunile ∅ 36 x ∅45 x 20 mm, se constată că prețul de fabricație al bucșei călite prin inducție este de mai puțin de 4 lei, față de 10,63 lei cît este

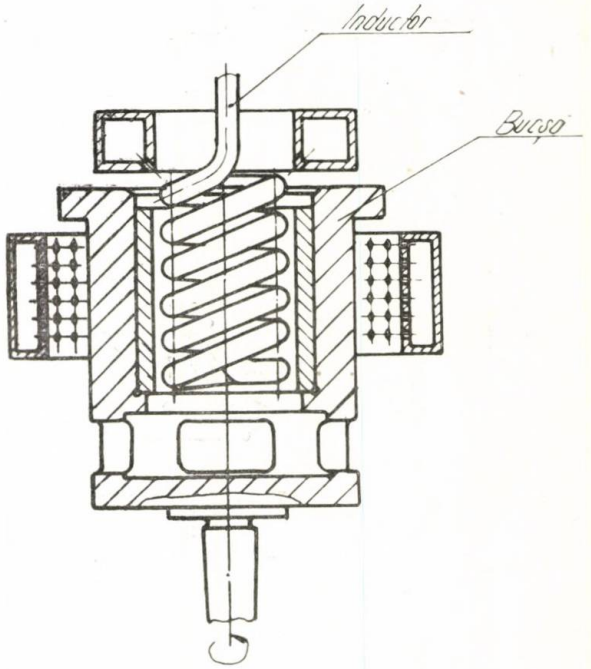


Fig. 4

prețul de fabricație în varianta cementării. La o producție de 40.000 de bucșe de acest tip, rezultă o reducere a prețului de fabricație, pe întregul an, de 265.000 lei.

Luînd în considerație cele aproximativ un milion de bucșe de toate dimensiunile, ce se călesc interior, într-un an, în întreprinderea la care ne-am referit, rezultă reducerea prețului de fabricație cu aproximativ 5 milioane lei.

În același timp, o dată cu renunțarea la cementarea bucșelor în vederea durificării, a fost eliminată o serie întreagă de operații de strungărie, operații care se fac cu îndepărtare de metal sub formă de șpan. Considerînd 10 g ca fiind cantitatea medie de material ce se îndepărtează de pe fiecare bucșă, după operația de cementare, rezultă o cantitate de 10.000 kg pentru întreaga producție de bucșe a întreprinderii, cantitate ce se economisește în cazul călirii cu încălzire prin inducție.

În afara avantajelor enumerate în lucrare, încălzirea prin inducție permite o automatizare relativ ușoară a procesului de încălzire (utilajele de încălzire prin curenți de inducție pot fi integrate în fluxurile tehnologice de prelucrări la rece) prezintă o poluare redusă la minimum a locului de muncă și îmbunătățește considerabil condițiile de lucru la instalațiile de încălzire.

CZ : 621.785.5

Medii de călire rapide obținute pe baza amestecurilor binare, apa cu componenți mai volatili

Ș. l. dr. ing. Alexandru **MUNTEANU** — Universitatea din Brașov

Încercarea unui nou mediu de răcire destinat călirii presupune în primul rînd analiza procesului de transfer termic ce îl realizează și apoi verificarea folosirii lui prin prisma rezultatelor metalurgice. Analiza procesului de transfer termic, al tuturor factorilor ce îl influențează, furnizează date privind viteza reală ce poate fi obținută prin utilizarea acelui mediu, iar analiza rezultatelor metalurgice, specifice fiecărui aliaj (adîncimea de călire, duritatea, deformațiile), conduce la stabilirea relației între viteza reală de răcire a diferitelor puncte ale produselor și viteza critică de călire [1].

Procesul transferului termic în medii vaporizabile poate fi analizat în regim staționar, prin încălzirea treptată la diferite temperaturi a unor epruvete în prezența unui mediu de răcire, sau în regim nestaționar, prin introducerea în mediul de răcire a unei epruvete inițial încălzite și urmărirea variației temperaturii într-un anumit punct, de obicei în centrul de simetrie al acesteia.

Încercările în regim staționar inițiate de Nukiyama sînt utile întrucît prin mărirea treptată a temperaturii epruvetei, încălzite prin efect Joule, pot fi obținute și interpretate pe rînd fiecare din etapele de fierbere ce se stabilesc pe suprafața ei [2], [3]. În ordinea creșterii temperaturii pot fi stabilite, pentru supraîncălziri scăzute, regimuri staționare pentru fierberea pur convectivă, pentru fierberea cu bule și (la supraîncălziri ridicate) pentru fierberea peliculară.

Determinînd fluxul termic unitar caracteristic fiecărui regim de fierbere, examinînd prin filmări ultrarapide mecanismul fierberii în fiecare regim, se obțin informații prețioase asupra comportării lichidului la răcire.

Încercările în regim nestaționar urmăresc obținerea curbei de variație a temperaturii într-un anumit punct, de obicei în centrul unei epruvete, variație datorată modificărilor ce se produc în procesele de fierbere de pe suprafața acesteia. Modificările sînt asemănătoare cu cele ce apar în regim staționar, dar se desfășoară succesiv și, uneori, chiar simultan într-un timp extrem de scurt. Determinarea experimentală a curbei de variație a temperaturii servește interpretării modului de răcire și calculării fluxului termic unitar, q [2].

Indiferent de metoda de cercetare adoptată (staționară sau nestaționară) valoarea coeficientului de schimb global de căldură ce caracterizează răcirea pe diferite etape se calculează apoi presupunînd schimbul de căldură conectiv, cu ajutorul relației lui Newton :

$$\alpha_g = \frac{q}{\theta_s - \theta_m} \left[\frac{W}{m^2 k} \right],$$

în care :

θ_s este temperatura suprafeței epruvetei ;

θ_m — temperatura mediului de răcire considerată constantă.

Coeficienții globali de schimb superficial, determinați astfel pentru diferitele etape de fierbere, servesc ulterior la calcularea răcirii produselor de diferite geometrii și proprietăți termofizice.

Cercetarea rezultatelor metalurgice presupune utilizarea unor epruvete, sau modele executate dintr-un anumit oțel și verificarea practică prin secționare și control de duritate a adîncimii și a durității obținute precum și a deformațiilor realizate.

În lucrarea de față se pleacă de la cercetările efectuate de Van Stralen [4] [5], în regim staționar, asupra unor amestecuri binare de apă și alcool butilic, analizîndu-se aceste amestecuri în regim nestaționar și apoi urmărindu-se comportarea acestor amestecuri la călirea oțelurilor.

În literatura de specialitate se cunosc numeroși aditivi organici și anorganici, care — introduși în apă — realizează schimbarea mediilor.

Modul în care intervin aceste substanțe (prin cantitate și proprietăți fizico-chimice), în special în timpul procesului de fierbere peliculară și celui al fierberii cu bule este diferit. Rezultatul este, de la caz la caz, fie accelerarea răcirii în apă prin micșorarea duratei fierberii peliculare și activarea fierberii

cu bule, fie diminuarea răcirii prin prelungirea duratei fierberii peliculare și micșorarea intensității fierberii cu bule.

Folosind un fir cu diametru de 0,2 mm și lungime 52 mm din platină, încălzit orizontal prin efect Joule, Van Stralen a demonstrat, în regim staționar, că apa este un mediu de răcire mai puțin energic față de un amestec apă + 2% butanol (alcool butilic). În figurile 1 și 2 sînt prezentate curbele tip Nukiyama $q=f(\Delta\theta)$ pentru apă pură și soluție apă butanol (în aceste proporții cele două lichide prezintă o solubilitate totală)

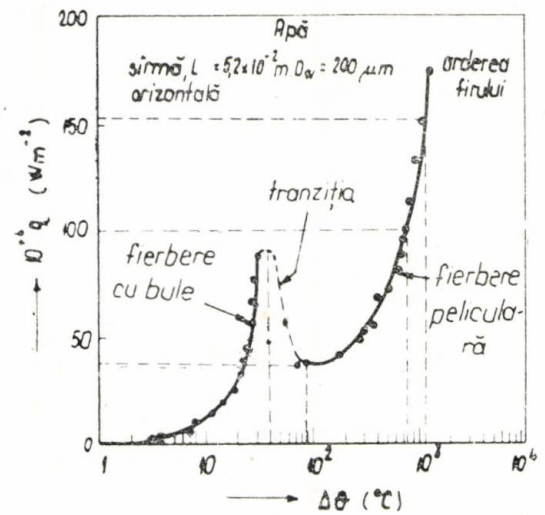


Fig. 1 Curba de variație a fluxului termic unitar în regim staționar în cazul apei.

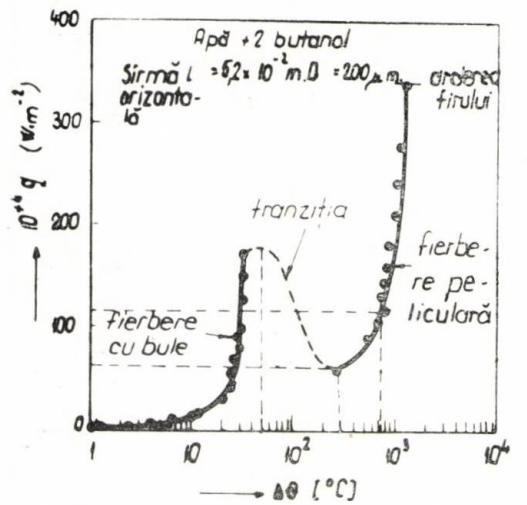


Fig. 2 Curba de variație a fluxului termic unitar în regim staționar în cazul amestecului apă-butanol.

După cum se poate constata, în cazul apei +2% butanol, fluxul maxim în timpul fierberii cu bule este de $\sim 170 \cdot 10^4$ W·m^{-2}, arderea firului are loc la $\sim 300 \cdot 10^4$ W/m^{-2}, iar tranziția se menține pînă la diferite temperaturi între suprafața firului și mediul de răcire ($\Delta\theta$) de 300° C.

În cazul apei pure fluxul maxim al fierberii cu bule este de numai $90 \cdot 10^4$ W(m^{-2}, arderea firului are loc la 175 W (m^{-2}, iar tranziția se menține pînă la $\Delta\theta = 90$°C.

Se poate trage concluzia că aditivarea apei cu alcool butilic în limitele solubilității totale, dublează fluxul termic unitar în timpul fierberii peliculare și al fierberii cu bule și, ceea ce este mai important, plasează tranziția fierbere peliculară — fierbere cu bule la temperaturi mult mai ridicate ale suprafeței Întrucît în cazul călirii tranziția este cauza unui adevărat „șoc termic", datorită măririi bruște a coeficientului de schimb superficial [1], cu cît acesta se manifestă la temperaturi mai ridicate, cu atît pericolul apariției fisurilor și deformațiilor este mai scăzut. Se prevăd deci, în urma analizei în regim staționar (este adevărat pe epruvete de dimensiuni extrem de mici), răciri mai lente și totodată mai puțin periculoase.

Analizînd prin filmări ultra rapide procesul de fierbere la diferite supraîncălziri, Van Stralen a observat că diferența constatată este datorată influenței componentului mai volatil asupra mărimii și numărului bulelor de vapori formați pe pelicula supraîncălzită în timpul fierberii peliculare și pe suprafața firului în cazul fierberii cu bule.

În timpul fierberii peliculare s-au constatat îmbogățiri locale (la interfața peliculă-lichid), a lichidului în component mai volatil, îmbogățire ce provoacă un flux termic adițional datorită creșterii entalpiei de vaporizare.

Explicarea efectului componentului mai volatil asupra fierberii poate fi urmărită, pentru supraîncălziri mici, pe diagrama de echilibru apă-butanol pentru concentrații scăzute de butanol (fig. 3). Dacă aditivul este mai volatil, temperatura de început de fierbere a amestecului este inferioară celei a lichidului pur.

Este știut faptul că, pentru ca în masa de lichid să apară un germene de fază gazoasă, trebuie ca între temperatura germenului în interior și temperatura lichidului ce îl înconjoară să existe o anumită diferență de temperatură $\Delta\theta_0$, supraîncălzirea ce declanșează forța motrice a transformării de fază și anume diferența între energia liberă a lichidului și cea a vaporilor.

Pentru o soluție de concentrație x_0 (fig. 3), temperatura de început de fierbere este $\theta(x_0)$. La o temperatură θ_x, sistemul prezintă două faze în echilibru și anume fază lichidă de

concentrație x săracă în componentul volatil și fază de vapori cu o concentrație y, mai bogată.

La concentrația x_0, temperatura necesară pentru germinarea și creșterea vaporilor în masa de lichid este $\theta_x + \Delta\theta_0$. iar pentru li-

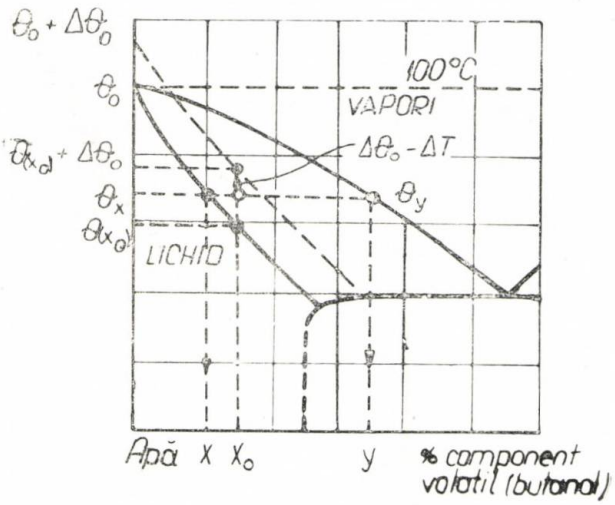


Fig. 3 Partea stîngă a diagramei de echilibru apă-butanol.

chidul de concentrație x de $\Delta\theta_0 - \Delta T$. Cu cît aditivul este mai volatil cu atît ΔT va fi mai mare și cu atît raza bulelor formate este mai mică.

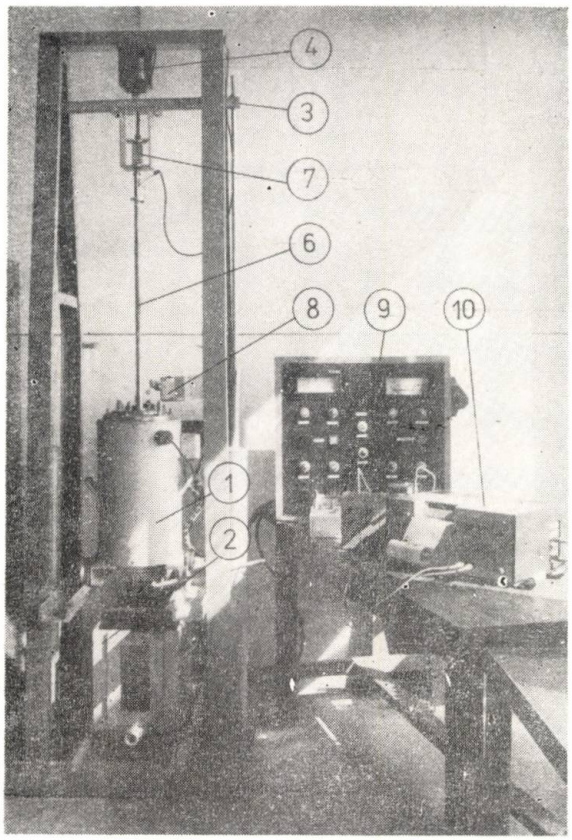


Fig. 4 Fotografia instalației experimentale.

Scăderea razei bulelor, în cazul amestecurilor cu o mică concentrație de component volatil, se datorește și creșterii temperaturii lichidului de la $\theta(x_0)$ la $\theta(x)$ în zona limitelor, ceea ce determină potrivit relației lui Clapeiron-Clausius o scădere a volumului fazei de vapori nou create.

Plecînd de la aceste constatări, în regim staționar, la presiune atmosferică, apare interesantă încercarea acestui amestec în regim nestaționar.

Pentru experimentări s-a folosit instalația din figura 4, care asigură, în condiții perfect reproductibile, încercarea mediilor de răcire în regim nestaționar. Cuptorul electric tubular **1**, etanș, asigură încălzirea în atmosferă neutră a unei epruvete fixate pe tija **6**, prin intermediul cuplajului **7**. Poziția de încălzire este asigurată prin mecanismul de transfer **3**, susținut în poziția „sus" de electromagnetul **4**. Bazinul de răcire **2**, cu un volum de 50 l,

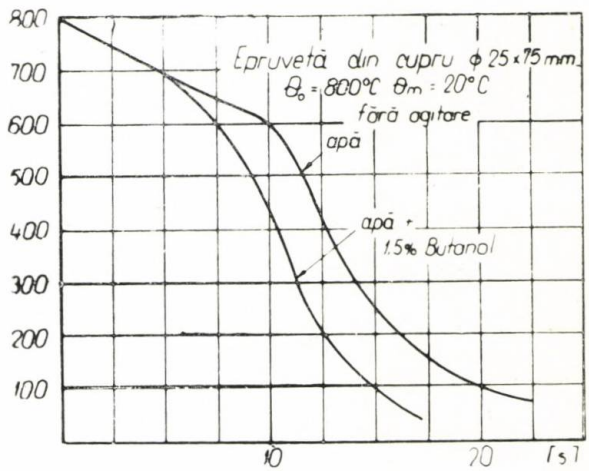


Fig. 5 Curbe de răcire experimentale.

este format din două compartimente și are un perete frontal de sticlă pentru observarea fenomenelor ce au loc pe suprafața epruvetelor. Introducerea epruvetei în bazinul de răcire, la o adîncime mereu constantă, este semnalizată optic de limitatorul **8**, care comandă și punerea în funcțiune a unui oscilograf înregistrator **10**. Instalația este comandată de la panoul **9**. Variația temperaturii în centrul epruvetelor, rezultat al fenomenelor de fierbere ce au loc la suprafață, a fost măsurată cu ajutorul unui termocuplu cromel-alumel, care asigură o bună linearitate în intervalul 850—100°C.

S-au obținut experimental curbele de răcire în apă și apă +1,5% butanol, iar în paralel s-a determinat efectul direct al utilizării acestor medii în cazul călirii unor epruvete din oțel OLC 45 STAS 880—66. Curbele de răcire sînt prezentate în figura 5. Ele au fost

prelucrate pe un calculator **WANG—2200 B** cu ajutorul metodei prezentate în lucrarea [6]. Rezultatele sînt prezentate în figurile 6 și 7. Adausul de 1,5% butanol mărește coeficientul mediu global de schimb superficial în domeniul fierberii cu bule de ~ 1,5 ori.

Mecanismul ce stă la baza acestor schimbări în aspectul curbelor de răcire și, în final, cel al curbelor de variație a fluxului termic

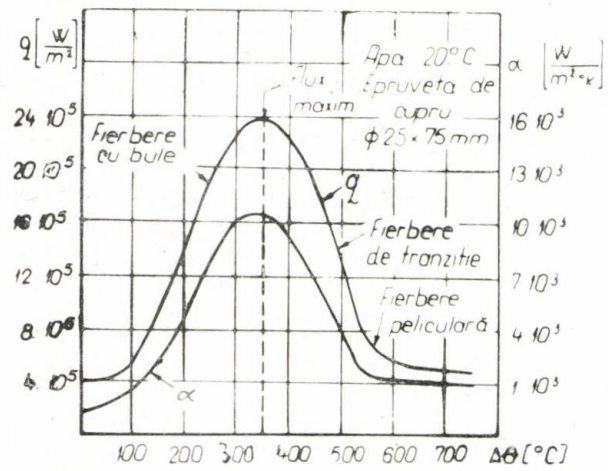


Fig. 6 Variația mărimilor termice la răcire în apă.

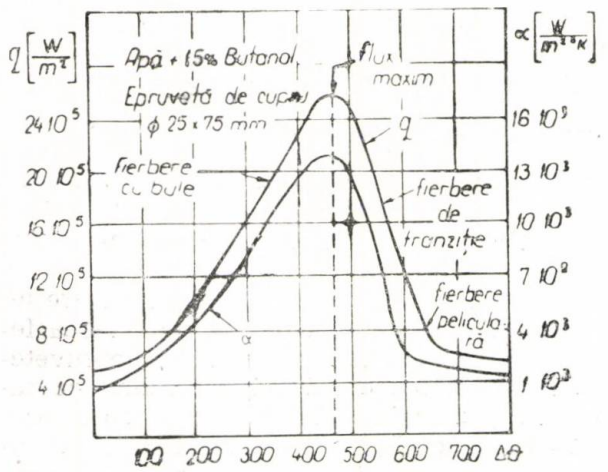


Fig. 7 Variația mărimilor termice la răcire în apă-butanol.

unitar și a coeficientului de schimb superficial este atribuit componentului mai volatil.

Transformările de fază ale soluției, pe suprafața epruvetei în regim de călire (nestaționar), nu mai pot fi analizate pe diagrama de echilibru (fig. 3), deoarece în urma supraîncălzirii bruște, imediat următoare contactului cu piesa încălzită, punctele critice de început și sfîrșit de vaporizare ale soluției se deplasează spre temperaturi mai ridicate.

Din analiza figurilor 6 și 7 se poate constata că introducerea alcoolului butilic modifică temperatura de tranziție de la 550° C la 650° C și creează condiții de manifestare ale fluxului maxim la temperaturi cu 150° C mai ridicate.

Se trage concluzia că soluția apă-butanol este superioară apei, deoarece realizează o răcire mai rapidă producînd „șocul termic" în piesă la o temperatură mai ridicată a metalului, cînd acesta este încă într-o stare de plasticitate mai ridicată, pentru că transformarea martensitică încă nu s-a produs.

S-a încercat în continuare efectul real asupra călirii unor epruvete cilindrice ∅ 25 mm crestate la mijlocul generatoarei, executate din oțel OLC 45. Călirea s-a realizat de fiecare dată fără agitare în poziție verticală, după o austenitizare prealabilă la 850° C. S-a

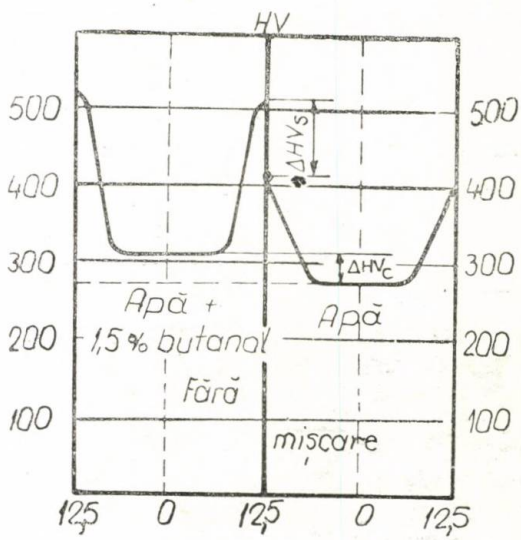


Fig. 8 Variația durității pe secțiune.

examinat structura de călire în secțiunea de rupere și s-a determinat duritatea de la extremitate spre centrul secțiunii.

În figura 8 se prezintă aspectul curbelor U în cele două cazuri. Duritatea este mai ridicată în cazul răcirii în amestec apă-butanol, creșterea manifestîndu-se cu precădere la suprafața epruvetelor.

Valorile durităților medii pe 5 epruvete în zonele interioare sînt diferite 340 HV respectiv 280 HV. Această diferență este cauzată de diferența în evoluția temperaturii pe secțiune.

Valorile mărimilor termice obținute în regim nestaționar pe epruvete din cupru se verifică și pentru epruvete din oțel și atrag atenția asupra folosirii acestui mediu cu pro-

prietăți de răcire mai ridicate decît apa, comparabil cu soluția de apă și sare, dar mult mai puțin coroziv.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Munteanu, Al.:* Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1978.

[2] *Munteanu, Al., Ciobanu, I.:* Metalurgia nr. 6/1976, p. 328—334.

[3] *Munteanu, Al.:* Metalurgia, nr. 9/1978, p. 521-527.

[4] *Van Stralen, J. S.:* Inter. Journal Heat end Mass Transfer, nr. 10/1967.

[5] *Van Stralen, J. S.:* Int. Journal Heat end Mass Transfer, nr. 12/1972, p. 2427—2445.

[6] *Munteanu, Al.:* Metalurgia, nr. 8/1976, p. 429-433.

[7] *Munteanu, Al.:* Construcția de mașini, nr. 2/1978, p. 82—85.

CZ : 621.783.224

Asupra utilizării tubului termic ca element de încălzire la cuptoare

Ș. l. ing. Dumitru **FETCU**, ș. l. ing. Cornel **SAMOILĂ**, ing. Dumitru **BOT** — Universitatea din Brașov

Încălzirea indirectă a metalului în cuptoarele de tratament termic, denumire prin care se înțelege că nu există contact direct între gazele arse și piesele de încălzit, devine din ce în ce mai răspîndită ca urmare a extinderii procedeelor de tratament cu atmosfere controlate sau cu atmosfere active. Ea este indispensabilă și în cazul utilizării vidului, fapt care a determinat orientarea cercetărilor spre găsirea unor noi sisteme de încălzire.

În lucrare se prezintă o parte din considerațiunile colectivului de autori legate de introducerea în practica tratamentelor termice a tubului termic drept element de încălzire.

Tubul termic este o structură autonomă care se caracterizează printr-o conductanță termică foarte mare în comparație cu cea a oricărui metal cunoscut. Realizarea acestei conductanțe termice mari se face prin crearea, în interiorul unei incinte metalice vidate, a condițiilor pentru evaporarea unui lichid, transportul vaporilor în altă parte a incintei, condensarea acestora și returnarea lor în zona de evaporare printr-un material avînd o structură capilară adecvată. Aceste fenomene fundamentale ale tubului termic (evaporare, condensare și pompare prin tensiune superficială într-o structură capilară) permit transportul continuu de căldură latentă, fără ajutorul unui lucru mecanic exterior.

Încercări experimentale efectuate în laborator au arătat că tubul termic poate să transporte de circa 500 de ori mai multă energie pe unitatea de greutate, decît un conductor termic solid de aceeași secțiune transversală [1]. De asemenea, gama temperaturilor de funcționare este extrem de largă, din domeniul oriogenic, pînă la peste 3500°C, temperatura maximă fiind limitată nu de principiul tubului termic, ci de tehnologia materialelor lui de fabricație.

Tubul termic funcționează cu un gradient de temperatură de numai cîteva grade pe întreaga lungime, gradient datorat unei diferențe de presiune existente între evaporator și condensator și conducției radiale în zonele de aport și de evacuare de căldură. Poate fi deci considerat ca un aparat izoterm.

Tubul termic este, de asemenea, un transformator termic, deoarece aportul de energie poate avea loc pe o suprafață mică la un flux mare, iar evacuarea se poate face pe o suprafață mare la un flux mic, sau invers. Experimental au fost realizate raporturi de transformare de flux termic de 10 : 1.

De asemenea, tubul termic mai prezintă și proprietatea de a debita putere constantă la evacuare, chiar dacă fluxul termic de aport variază de circa 8 ori.

În afara acestor considerații calitative, în continuare prezintă și date practice privind performanțele unui tub termic avînd caracteristicile :

r_w — raza interioară a tubului termic, de la care începe, spre exterior, construcția capilară $r_w = 0{,}8$ cm $= 0{,}8 \cdot 10^{-2}$ m);

l — lungimea tubului termic $l = 90$ cm $= 90 \cdot 10^{-2}$ m);

e — partea din volumul structurii capilare ocupată de lichid ($e = 0{,}8$);

b — o constantă adimensională depinzînd de geometria detaliată a structurii capilare. Pentru structuri capilare reale, cu sinuozități și pori interconectați ($b = 10 \div 20$; $b = 10$).

Presupunînd că acest tub termic va fi umplut cu sodiu pentru temperaturi pînă la 1100° C, sau cu litiu pentru temperaturi mai mari de 1100° C, s-a determinat transportul maxim de căldură, cu relația (1), în ipoteza

unui aport și a unei cedări uniforme de căldură la evaporator respectiv la condensator [1]:

$$Q_{e_{max}} = \frac{4\pi r_w^2 \cdot L}{3} \left(\frac{2 \cdot \rho_v \rho_l \cdot e \cdot \gamma^2 \cdot \cos^2 \theta}{(\pi^2 - 4) b \cdot l \cdot \eta_l} \right)^{1/3} ; R_r \gg 1 \quad (1)$$

în relație:

L este căldura latentă de vaporizare a metalului utilizat la încărcarea tubului termic, considerată la temperatura de funcționare;

ρ_v — densitatea vaporilor;

ρ_l — densitatea lichidului;

γ — tensiunea superficială a lichidului;

θ — unghiul de contact. Pentru simplificare s-a admis acest parametru constant și egal cu circa 60°;

η_l — vîscozitatea lichidului;

R_r — parametru (număr Reynolds) legat de valoarea vitezei radiale de curgere prin structura capilară. Acest număr este definit în lucrarea [1] și e te pozitiv pentru evaporare și negativ pentru condensare. La tuburile termice încărcate cu metale lichide s-a demonstrat experimental că $R_r \gg 1$ și că aceasta înseamnă practic un debit mare de evaporare.

Termenii L, ρ_v, ρ_l, γ, η_l din relația (1) depind de temperatura de lucru a tubului termic și vor influența evident mărimea $Q_{e_{max}}$ adică transportul maxim de căldură. În tabelul 1 și tabelul 2, se prezintă valorile termenilor de mai sus la diferite temperaturi, pentru sodiu respectiv pentru litiu, valori ce au servit apoi la determinarea lui $Q_{e_{max}}$ [2].

În afară de valorile transportului maxim de căldură, s-au calculat și puterile specifice ale tubului termic considerat pentru exemplul de calcul, adică pentru o suprafață laterală de circa 452,15 cm² (tab. 3).

Valorile cuprinse în tabelul 3 sînt spectaculos superioare performanțelor celui mai perfecționat tub radiant. Astfel după Litterscheidt [3], un tub radiant în formă de U lung de 2 x 1280 mm, alimentat cu 2 Nm³/h gaz metan și funcționînd la circa 1000° C (1273° K) are o putere specifică de 5330 Kcal/m²h, adică circa 0,6198 W/cm², iar un tub radiant de același tip și dimensiuni, funcționînd la aceeași temperatură, dar alimentat cu un debit de 6 Nm³/h de gaz metan, are o putere specifică de 14400 Kcal/m²h, adică circa 1,6747 W/cm². În aceeași lucrare se citează și tuburi radiante — lucrînd la temperaturi cuprinse între 1000 și 1100°C, cu ajutorul cărora se transmit puteri specifice de 1,75; 2,44 și 4,35 W/cm², dar la lungimi de circa 2 m ale tubului radiant, lungimi pe care au loc variații importante ale temperaturii. Chiar și aceste puteri specifice sînt mult sub cele realizate cu tubul termic cu litiu (tab. 3), în condițiile unei variații de cîteva grade a temperaturii pe lungime.

Utiliazrea tuburilor termice ca elemente de încălzire prezintă și alte avantaje, în afara valorilor mari și foarte mari ale puterii specifice și a uniformității temperaturii pe lungime; astfel, lungimea mică a evaporatoru-

Sodiu

Tabelul 1

Parametru	U. M.	1000° K	1100° K	1200° K	1300° K	1400° K
L	[J.Kg^{-1}]	$4{,}1 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$3{,}9 \cdot 10^6$	$3{,}8 \cdot 10^6$	$3{,}7 \cdot 10^6$
ρ_l	[Kg.m^{-3}]	$7{,}6 \cdot 10^2$	$7{,}4 \cdot 10^2$	$7{,}2 \cdot 10^2$	$7 \cdot 10^2$	$6{,}8 \cdot 10^2$
ρ_v	[Kg.m^{-3}]	$6 \cdot 10^{-2}$	$1{,}6 \cdot 10^{-1}$	$3{,}6 \cdot 10^{-1}$	$7{,}8 \cdot 10^{-1}$	1 ·
γ	[N.m^{-1}]	$0{,}6 \cdot 10^{-1}$	$0{,}4 \cdot 10^{-1}$	$0{,}2 \cdot 10^{-1}$	$0{,}06 \cdot 10^{-1}$	$9{,}3 \cdot 10^2$
η_l	[N.s.m^{-2}]	$1{,}8 \cdot 10^{-4}$	$1{,}6 \cdot 10^{-4}$	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$	$0{,}21 \cdot 10^{-4}$	$1{,}1 \cdot 10^{-4}$

Litiu

Tabelul 2

Parametru	U. M.	1800° K	1700° K	1600° K	1500° K	1400° K
L	[J.Kg^{-1}]	$1{,}8 \cdot 10^{-7}$	$1{,}83 \cdot 10^7$	$1{,}86 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$2{,}05 \cdot 10^{-7}$
ρ_l	[Kg.m^{-3}]	$4{,}1 \cdot 10^2$	$4{,}18 \cdot 10^2$	$4{,}2 \cdot 10^2$	$4{,}25 \cdot 10^2$	$4{,}32 \cdot 10^2$
ρ_v	[Kg.m^{-3}]	$1{,}8 \cdot 10^{-1}$	$0{,}8 \cdot 10^{-1}$	$5{,}6 \cdot 10^{-2}$	$2{,}7 \cdot 10^{-2}$	$1{,}3 \cdot 10^{-2}$
γ	[N.m^{-1}]	$2{,}15 \cdot 10^{-1}$	$2{,}3 \cdot 10^{-1}$	$2{,}40 \cdot 10^{-1}$	$2{,}55 \cdot 10^{-1}$	$2{,}7 \cdot 10^{-1}$
η_l	[N.s.m^{-2}]	$2{,}25 \cdot 10^{-4}$	$2{,}3 \cdot 10^{-4}$	$2{,}31 \cdot 10^{-4}$	$2{,}31 \cdot 10^{-4}$	$2{,}35 \cdot 10^{-4}$

Tabelul 3

Parametru	U.M.	1000° K	1100° K	1200° K	1300° K	1400° K	1500° K	1600° K	1700° K	1800° K
$Q_{e\,\text{max}}^{\text{sodiu}}$	[W]	2094	2228	1858	1095	7341	—	—	—	—
$Q_{e\,\text{max}}^{\text{litiu}}$	[W]	—	—	—	—	12990	15570	17660	19020	23460
$q_{e\,\text{max}}^{\text{sodiu}}$	$\left[\frac{W}{cm^2}\right]$	4,63	4,92	4,10	2,42	16,23	—	—	—	—
$q_{e\,\text{max}}^{\text{litiu}}$	$\left[\frac{W}{cm^2}\right]$	—	—	—	—	28,72	34,43	39,05	42,06	51,88

lui, în comparație cu restul tubului termic, permite concentrarea într-un singur loc (sau în cîteva locuri) a zonelor destinate încălzirii, cu efecte favorabile în ce privește simplificarea sistemului de conducte care alimentează cuptorul cu gaz metan, sau a sistemului electric de alimentare.

Datorită inerției termice extrem de reduse a tuburilor termice, cuptoarele echipate cu aceste sisteme de încălzire vor fi extrem de economice, tocmai prin eliminarea perioadelor de intrare în regim.

Tuburile termice pot fi încălzite și prin inducție, calitatea transmiterii căldurii rămînînd aceeași, fapt deosebit de important pentru practica industrială datorită eficacității procedeului.

Se mai pot evidenția și alte avantaje ale tubului termic ca echipament de înaltă performanță în dotarea cuptoarelor industriale de tratament termic, (în domeniul recuperării căldurii, a șinelor de alunecare, etc.), dar se consideră că demonstrația de pînă acum este suficientă pentru cîștigarea proiectanților și utilizatorilor de utilaje de încălzire de partea acestui nou procedeu de transmitere a căldurii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cotter, T. P.:* Theory of heat pipes — University of California — 1965.

[2] * * *: Heat pipe design handbook — part I. — NASA, Manned Spacecraft Center, Houston Texas, 1972.

[3] *Brunklaus, J. H.:* Cuptoare industriale. Ed. Tehnică, București, 1977.

CZ : 621.64

Transferul de căldură în strat fluidizat

Ș. l. dr. ing. Adrian **IONESCU**, ș. l. dr. ing. Mihai **TOFAN**, ș. l. dr. ing. Victoria **FITERĂU** — Universitatea din Brașov

Stratul fluidizat este folosit în ultimul timp deosebit de eficient ca mediu de tratament termic, datorită proprietății sale de a conduce bine căldura. Capacitatea sa de răcire se poate aprecia cu ajutorul curbelor caracteristice, care reprezintă variația coeficientului de transfer de căldură prin convecție α în funcție de viteza aerului insuflat (fig. 1). Din analiza acestora, rezultă că la viteze ale gazului mult sub viteza minimă de fluidizare, coeficientul de transfer α este foarte mic și crește considerabil pe măsură ce viteza gazului crește, atingînd valoarea maximă la viteza optimă de fluidizare, după care scade brusc datorită efectului de pistonare, care constă în formarea unor bule mari de gaz care pot umple întreaga secțiune a vasului de fluidizare și împinge în sus întreaga masă solidă [1, 2].

Numeroase investigații experimentale [3, 4] au condus la stabilirea unei corespondențe între proprietățile fizice ale stratului exprimate prin invariantul Arhimede (Ar), proprietățile termice exprimate prin invariantul Nusselt (Nu) și proprietățile hidrodinamice exprimate prin invariantul Reynolds (Re) sub forma :

$$Nu = 0{,}86\ Ar^{0{,}2}$$
$$Re = 0{,}121\ Ar^{0{,}51} \qquad (1)$$

unde :

$$Nu = \frac{\alpha d_p}{\lambda_F};\quad Ar = \frac{d_p^3 \cdot \gamma_p \cdot \gamma_F}{\eta_F^2 \cdot g};\quad Re = \frac{W_F \cdot d_p}{\nu_F}$$

S-a notat :

d_p — diametrul particulei solide ;
γ_p — greutatea specifică a particulelor solide ;
λ_F — coeficientul de conducție a fluidului ;
γ_F — greutatea specifică a fluidului ;
η_F — vîscozitatea dinamică a fluidului ;
ν_F — vîscozitatea cinematică a fluidului ;
W_F — viteza de insuflare ;
g — accelerația gravitațională

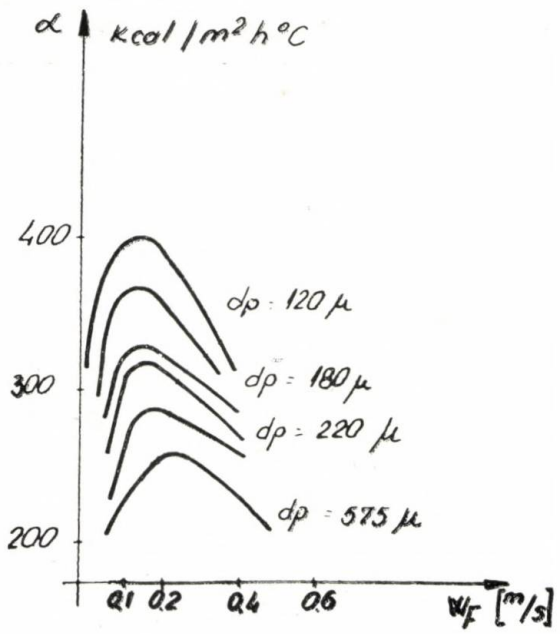


Fig. 1

Prin înlocuiri se obține :

$$\alpha = 0{,}548 \cdot \lambda_F \cdot d_p^{-0{,}4} \cdot \eta_F^{-0{,}4} \cdot \gamma_F^{0{,}2} \cdot \gamma_p^{0{,}2}, \qquad (2)$$

unde α reprezintă coeficientul maxim de transfer asigurat la regimul optim de insuflare a agentului fluidizant și :

(3)

$$Re_{opt} = 0{,}121\ Ar^{0{,}5} \text{ sau } Re_{opt} = 0{,}0725\ Ar^{0{,}6}.$$

Din relația (2) se observă că cu cît grăuntele fluidizat este mai mărunt și cu cît vîscozitatea gazului este mai mică, cu atît va fi mai mare α. De asemenea, cu cît gazul insuflat are o conductibilitate termică mai mare, cu atît α este mai mare.

Din literatură [2, 3] rezultă că la insuflare cu aer α maxim variază aproximativ între 175 și 620 Kcal/m²h grd., iar la insuflare cu hidrogen sau heliu α maxim poate ajunge pînă la 1000 Kcal/m²h grd.

Avantajul deosebit pe care îl prezintă stratul fluidizat ca mediu de răcire este ușurința reglării vitezei de răcire prin varierea vitezei gazului insuflat, precum și faptul că acesta nu se degradează în timp.

În lucrarea de față se încearcă un mod nou de interpretare a capacității deosebite de transfer a stratului fluidizat, prin separarea din căldura transmisă a unei componente cinetice datorate mișcării particulelor solide (mișcare care în definitiv are efect asupra măririi suprafeței de schimb) și a unei componente statice, dictată de ecuațiile criteriale valabile pentru curgerea unui fluid în jurul unei suprafețe plane.

Procesul de răcire în strat poate fi descris prin ecuația (4) :

(4)

$$\alpha S_0 (T_p - T_s) = -m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \dot{D}_{m_F} c_{p_F} dT_F,$$

care exprimă egalitatea între căldura transmisă prin convecție de la piesă la stratul fluidizat, căldura cedată de piesă și căldura preluată de curentul de fluid. Din primii doi termeni ai ecuației (4) se obține :

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} + \alpha S_0 T_p = \alpha S_0 T_s \qquad (5)$$

Soluția generală a ecuației diferențiale de ordinul I, pentru temperatura stratului T_s = constant este :

$$T_p = T_s + (T_{p_0} - T_s)_e - \frac{\alpha S_0}{m_p c_p} t \qquad (6)$$

Notînd cu $\Delta = T_p - T_s$, diferența de temperatură între piesă și strat la momentul t, $\Delta_0 = T_{p_0} - T_s$, diferența de temperatură între piesă și strat la momentul $t = 0$ și $1/\tau_R = \alpha S_0 / m_p c_p$ unde τ_R reprezintă constanta procesului de răcire, rezultă :

$$\Delta = \Delta_0 e - t/\tau_R \qquad (7)$$

Din figura 2 se observă că la $t = \tau_R$ diferența de temperatură este Δ_0/e, iar după $4\tau_R$ diferența de temperatură este $\Delta = \Delta_0/e4$.

Constanta procesului de răcire τ_R, care este o mărime impusă de tratamentul termic,

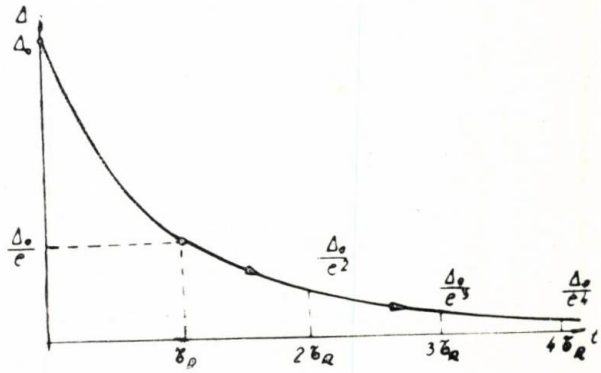


Fig. 2

se poate determina din (7), măsurînd timpul $t_{1/2}$ la care diferența de temperatură $\Delta = \Delta_{0/2}$:

$$\frac{\Delta_0}{2} = \Delta_0 e^{-t_{1/2}/\tau_R} \quad \text{sau} \quad \tau_R = \frac{t_{1/2}}{\ln 2} \tag{8}$$

Din bilanțul energetic scris pentru secțiunile înainte și după stratul fluidizat, se obține energia specifică pierdută de curentul de gaz în procesul de fluidizare :

$$\dot{D}_{m_F} \cdot e_F = \frac{\dot{D}_{m_F}(W_2^2 - W_1^2)}{2} + \dot{D}_{m_F}(i_2 - i_1) + \\ + \dot{D}_{m_F}\left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1}\right) \tag{9}$$

Cu condiția $W_1 = W_2$, $i_1 = i_2$ și $\rho_1 = \rho_2$ se obține :

$$e_F = \frac{\Delta_p}{\rho} \tag{10}$$

S-a notat :

W — viteza fluidului ;
i — entalpia specifică ;
p — presiunea ;
ρ — masa specifică ;
e — energia specifică ;
D_{m_F} — debitul masic de fluid.

Energia specifică este transferată stratului ; ca urmare particulele solide se mișcă cu o viteză medie pătratică exprimată din :

$$\frac{1}{2} m_s \overline{W}_p^2 = e \dot{D}_{m_F} \cdot \Delta_t, \tag{11}$$

iar :

$$\overline{W}_p^2 = \frac{2e\dot{D}_{m_F}}{m_s} = 2 \frac{\Delta_p}{\rho} \frac{g}{G_s} \dot{D}_{m_F} \tag{12}$$

Deoarece pierderea de presiune prin strat la atingerea vitezei minime de fluidizare este [1] $\Delta_p = G_s/A$, se obține, pentru viteza medie pătratică a particulelor :

$$\overline{W}_p^2 = \frac{2g\dot{D}_{V_F}}{A}, \tag{13}$$

unde :

m_s — masa stratului ;
G_s — greutatea stratului ;
A — aria secțiunii transversale a vasului de fluidizare ;
D_{V_F} — debitul volumic de fluid ;
g — accelerația gravitațională.

Timpul de dublare a suprafeței de schimb este $\tau_s = \frac{2\bar{s}}{\overline{W}_p}$, unde $\bar{s}$ — spațiul liber mijlociu, iar suprafața de schimb se poate exprima sub forma :

$$S = S_0\left(1 + \frac{t}{\tau_s}\right) = S_0\left(1 + \frac{\overline{W}_p}{2\bar{s}} t\right) \tag{14}$$

Pentru determinarea spațiului liber mijlociu din relația (11) se poate face următoarea analogie : comportarea particulei în spațiu finit este specifică în două situații reprezentative din dinamica particulei :

— comportarea oscilatorie descrisă de ecuația (15), care exprimă echilibrul forței masice și a forței elastice care acționează asupra particulei solide :

$$m_p \ddot{\bar{r}} + k\bar{r} = 0 \tag{15}$$

— comportarea vîscoasă newtoniană descrisă de ecuația (16), care exprimă echilibrul din-

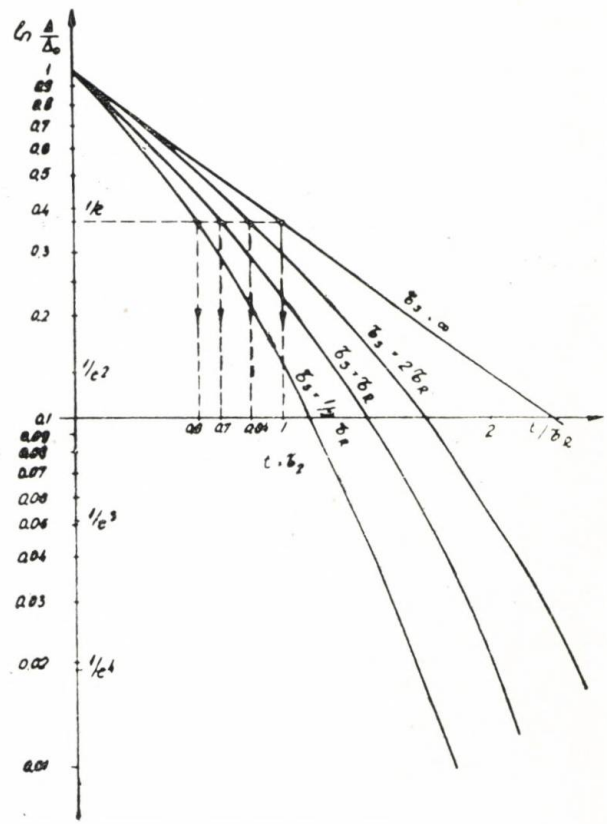


Fig. 3

tre forța masică și de frecare hidrodinamică cu forța exterioară datorată agentului de fluidizare :

$$m_p \ddot{\bar{r}} + \mu \dot{\bar{r}} = F_{\text{ext}} \tag{16}$$

Din (15) deplasarea medie pătratică este :

$$r^2 = 2 \frac{E_p T^2}{4\pi^2} \tag{17}$$

iar din (16) deplasarea medie pătratică rezultă sub forma :

$$r^2 = \frac{2E_pT}{\mu} \tag{18}$$

Identificînd (17) cu (18) se obține pentru coeficientul de frecare vîscoasă :

$$\mu = \frac{m_p}{T} 4\pi^2 \tag{19}$$

unde :

m_p — masa particulei solide ;
T — perioada ciclului de revenire.

Scriind ecuația de echilibru (4), cu S dat de relația (14) se obține :

$$\frac{d\Delta}{dt} + \frac{1}{\tau_R}\left(1 + \frac{t}{\tau_s}\right)\Delta = 0, \tag{20}$$

cu soluția $\Delta = \Delta_0 e^{-t/\tau_R(1 + t/2\tau_s)}$, (21)

care se suprapune peste soluția (7) atunci cînd stratul este fix ($w_p = 0$), deci $\tau_s = \infty$.

Dacă se reprezintă ln $\Delta/\Delta_0 = f(t/\tau_R)$ pentru diferite valori ale timpului de dublare τ_s se obțin curbele din figura 3. Se observă că la $\Delta/\Delta_0 = \frac{1}{e}$ pentru :

$\tau_s = \frac{1}{2}\tau_R$ rezultă $t/\tau_R = 0{,}6$

$\tau_s = \tau_R$ rezultă $t/\tau_R = 0{,}7$

$\tau_s = 2\tau_R$ rezultă $t/\tau_R = 0{,}84$

$\tau_s = \infty$ rezultă $t/\tau_R = 1$ (strat fix)

În această interpretare constanta de timp a procesului de răcire fără mișcare devine : pentru

$$\tau_s = \frac{1}{2}\tau_R, \qquad \tau_R^* = \frac{\tau_R}{0{,}6} = 1{,}668\,\tau_R ;$$

$$\tau_s = \tau_R, \qquad \tau_R^* = \frac{\tau_R}{0{,}7} = 1{,}43\,\tau_R ;$$

$$\tau_s = 2\tau_R, \qquad \tau_R^* = \frac{\tau_R}{0{,}84} = 1{,}19\,\tau_R ,$$

iar transferul convectiv α^* (coeficientul real de schimb) poate fi explicat printr-o valoare mai mică a coeficientului de schimb echivalent α, sub forma :

$$\alpha^* = 0{,}6\,\alpha ; \quad \alpha^* = 0{,}7\,\alpha ; \quad \alpha^* = 0{,}84\,\alpha$$

În figura 4 se poate urmări variația coeficientului real de schimb α^* funcție de τ_R/τ_s. Se observă că cu cît mișcarea particulelor este mai intensă (τ_s scade) cu atît α^* scade, iar suprafața de schimb crește. Componenta

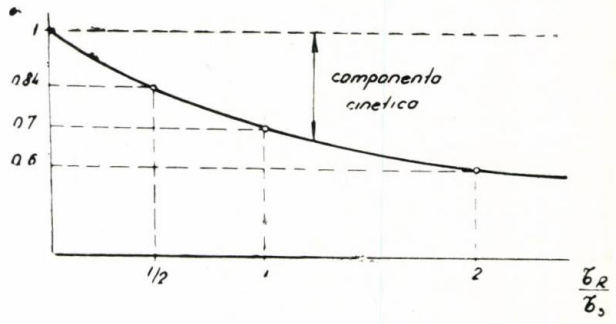


Fig. 4

cinetică a transferului de căldură datorată creșterii de suprafață este cu atît mai mare cu cît timpul de dublare a suprafeței de schimb este mai mic.

În figura 5 s-a reprezentat variația produsului (α_s) în funcție de timp. La $t = 0$ (strat fix) suprafața de schimb este S_0 și reprezintă

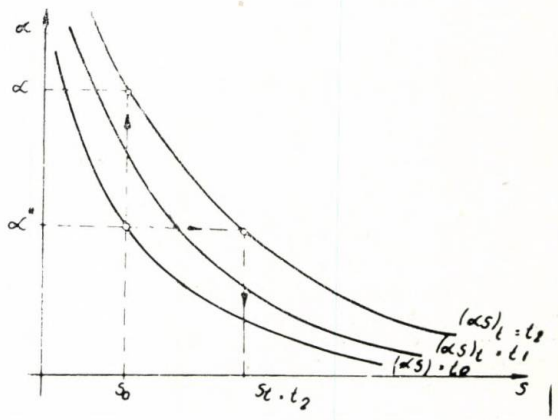


Fig. 5

suprafața laterală a piesei, iar coeficientul de schimb echivalent coincide cu cel real ; la $t \neq 0$ coeficientul de schimb este α^*, același cu cel la $t = 0$, dar suprafața de schimb crește.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Esayan L., ș.a. :* „Fluidizarea", Ed. Tehnică București 1959.

]2[*Varighin, N. N. ș.a. :* Folosirea patului fluidizat în tratamentele termice și termochimice ale metalului. In „Metallovedenie i termicescaia obrabatca metallov", nr. 6, 1971.

[3] *Siromiatnikov, N. I., ș.a. :* „Proțessî v kipiaskim sloe". Metallurghizdat, 1959.

[4] *Baskakov, A. R. :* „Încălzirea rapidă fără oxidare și tratamentul termic în strat fluidizat". In „Metallurghia", 1968.

PROFIL CONTEMPORAN

Prof. dr. ing. Constantin Wanyorek la 70 de ani

La 27 iulie s-au împlinit 70 de ani de la naşterea profesorului Constantin Wanyorek. Activitatea sa în industrie şi în învăţământul tehnic superior se caracterizează printr-o ascuţime foarte mare a spiritului de observaţie, prin capacitatea de a concepe analize profunde şi sinteze de mare originalitate.

Încă de la începuturile activităţii sale în industrie (23 de ani) şi apoi în învăţământ (24 de ani), preocuparea de bază a profesorului Wanyorek a fost cercetarea fundamentală, descoperirea esenţei fenomenelor, formularea calitativă şi, pe cît posibil, cantitativă a legăturii dintre cauză şi efect, a legităţilor respective, prin trecerea de la particular la general, de la conceptul static la cel dinamic, mai apropiat de realitate. Astfel, cercetătorul şi-a creat singur baza teoretică pentru dezvoltarea practică, rapidă şi sigură a cazurilor particulare ivite într-o fabricaţie variată şi aceasta încă dintr-o perioadă, în care posibilităţile de documentare erau foarte reduse, iar creaţia tehnică şi ştiinţifică românească se afla la începuturile sale.

Profesorul Wanyorek s-a străduit să formuleze convingător şi în termeni accesibili principiile unui mod de lucru ştiinţific şi condiţiile aplicării lui în industrie. Întreaga sa activitate tehnică, didactică şi ştiinţifică probează valoarea teoretică şi practică a acestor principii, ca mijloace sigure pentru realizarea progresului.

Vasta sa activitate în industrie şi în învăţămînt care a cuprins toate domeniile metalurgiei (elaborarea, turnarea, deformarea plastică, tratamente termice), s-a reflectat atît în numeroasele şi importantele sale realizări practice, cît şi în marele număr de lucrări (cu mult peste o sută) caracterizate printr-o înaltă ţinută şi cu un conţinut ştiinţific de mare originalitate.

Inginer desăvîrşit (tehnician şi organizator), pedagog şi profesor universitar dintre cei mai distinşi, Constantin Wanyorek este un adevărat om de ştiinţă. Teoretician original, şi experimentator abil care, folosind mijloace dintre cele mai simple, are intuiţia profundă a fenomenului metalurgic, dînsul a creat un vocabular nou, expresiv şi sugestiv, dar în acelaşi timp — riguros ştiinţific şi cu ocazia analizării unor grupe de noţiuni, termeni, cla ificări şi definiţii culese din toate ramurile ştiinţei şi practicii metalurgice, contribuind, într-o mare măsură, la perfecţionarea dialectică neîntreruptă a limbajului tehnico-ştiinţific, la o înţelegere mai profundă şi mai intimă a fenomenelor.

Dorim ca acest mare potenţial de muncă, de curiozitate ştiinţifică neobosită, această minte clară şi acest neînfrînt curaj de „a nu fi jurat credinţă normelor vechi" — să ne bucure încă multă vreme prin prezenţa sa printre noi şi în paginile revistelor noastre pe care le ilustrează printr-o colaborare de peste 31 de ani cu contribuţiile sale, exemple ale aplicării practice a principiilor ştiinţifice, tot de dînsul formulate.

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

Al 7-lea Simpozion de metalurgie fizică şi tratamente termice, Bucureşti — România, 24—26 septembrie, 1979

Începînd din anul 1967 institutele de cercetări tehnologice cu profil de prelucrări la cald din ţările socialiste organizează din doi în doi ani simpozioane de metalurgie fizică şi tratamente termice, după cum urmează : Varşovia — R. P. Polonă în 1967 ; Varna — R. P. Bulgaria în 1969 ; Budapesta — R. P. Ungară în 1971 : Karlovy-Vary — R.S. Cehoslovacia — 1973 ; Karl Marx Stadt — R. D. Germană în 1975 ; Zaporojie — U.R.S.S. în 1977.

Această manifestare prestigioasă, devenită tradiţională, oferă posibilitatea unui larg schimb de experienţă specialiştilor pe probleme de durabilitate şi fiabilitate a produselor, reducerea consumurilor de metal, de energie şi combustibili, utilizarea unor materiale înlocuitoare. ş.a.

Tematica simpozionului de la Bucureşti este orientată pe cele mai recente progrese în domeniul metalurgiei fizice, tehnologiilor şi echipamentelor de tratament termic şi termochimic.

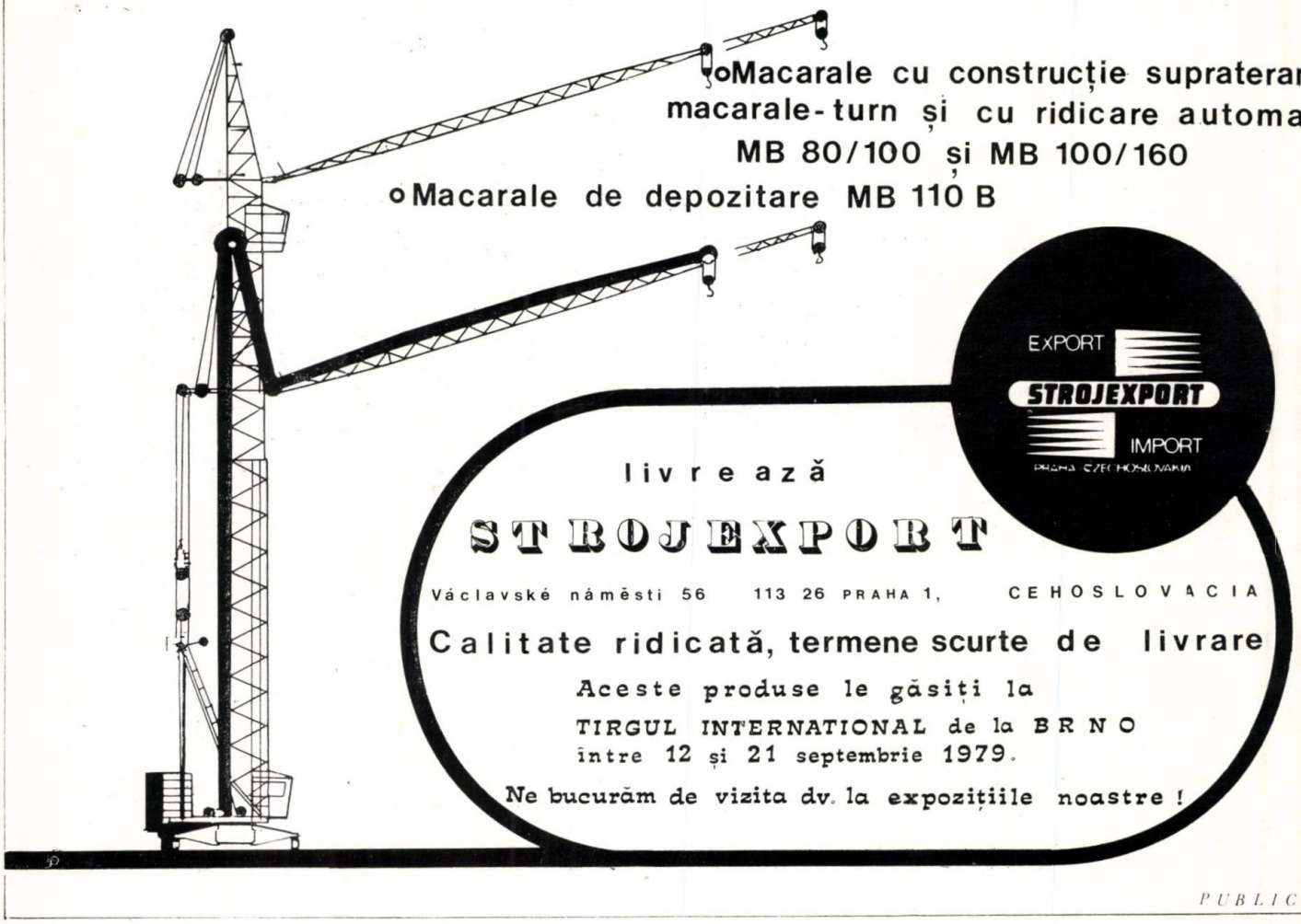
Printre specialiştii din 15 ţări care s-au înscris cu referate la lucrările simpozionului, se numără oameni de ştiinţă din institute de învăţământ superior, cercetători şi ingineri din institute de cercetare şi din întreprinderi industriale ş.a. Astfel, s-au înscris cu referate la simpozionul de la Bucureşti, prof. dr. ing. Micev V. S. m.c. al Acad. R. P. Bulgare, dr. ing. Fabian D. de la Centrul de Cercetări pentru maşini-unelte din Karl Marx — Stadt, R. D. Germană, prof. dr. ing. Schdaber O. de la Institutul pentru tehnica călirii — Bremen, R. F. Germania, dr. ing. Burakovschi. T. de la Institutul de Mecanică de Precizie, Varşovia, prof. dr. ing. Lahtin I. M. — MADI — Moscova, prof. dr. ing. Gantoiş M. de la Laboratorul de Geniu din Nancy — Franţa, prof. dr. ing. Bell T. de la Universitatea din Liverpool — Anglia, prof. dr. ing. Suzana Gîdea m.c. al Acad. R. S. România, prof. dr. Prohaska I. de la Institutul Politehnic Budapesta, ş.a.

Comitetul de organizare a analizat şi selecţionat peste 85 de titluri de referate care vor fi prezentate de către autori pentru dezbateri la şedinţele tehnice ale simpozionului.

Lucrările se vor desfăşura în paralel în două secţii, respectiv două săli în incinta Palatului R.S. România, asigurîndu-se traducerea simultană în limbile oficiale ale simpozionului : română, rusă, engleză, germană şi franceză.

Se va organiza, de a emenea, o consfătuire monotematică, (o masă rotundă) pe tema **medii de călire**, asigurîndu-se posibilitatea prezentării şi în sistem poster a unor lucrări.

Specialiştii şi organizatorii români vor depune toate eforturile pentru ca lucrările simpozionului să se ridice la un înalt nivel ştiinţific, să asigure un cadru propice pentru un valoros schimb de opinii şi, prin aceasta, realizarea contactelor directe dintre specialişti în domeniul tratamentelor termice.



FOREIGN TRADE PUBLICITY AGENCY
PUBLICOM ROMANIA

PUBLICOM

BUCHAREST — ROMANIA
Nicolae Bălcescu Blvd.
phone: 14 75 35 Telex: CAMRO
11-374 Cables: PUBLICOM-
charest

SPECIALIZED EXHIBITIONS IN 1979

INDUSTRIAL USE EQUIPMENT AND MATERIALS	
1. *SCULE — SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE* (Tools — diamond tools — abrazives)	6—9.11.197
2. *AZBEST — PLUTĂ* (Asbestos — Cork)	27—30.11.197
MINES — OIL CHEMISTRY	
3. *PESTICIDE* (Pesticides)	18—21.09.197
4. *UTILAJE MINIERE — SECURITATEA ÎN SUBTERAN* (Mining equipment — Mining security)	25—28.09.197
ELECTRONIC & ELECTRICAL ENGINEERING	
5. *APARATURA ȘI MATERIALE ELECTRONICE ȘI ELECTROTEHNICE* (Electronic and electrical engineering equipment)	13—16.11.197
TRANSPORTS	
6. *AVIAȚIA* (Aircraft equipment)	11—13.09.197
MEASURING AND CONTROL APPARATUS	
7. *ÎNCERCĂRI FIZICO-MECANICE ȘI CONTROL NEDISTRUCTIV* (Physico-mechanical tests and nondestructive control)	30.10—2.11.197
OTHER EXHIBITIONS	
8. *FOTO — KINO — OPTICA — APARATE MUZICALE — SPORT* (Equipment for photo, film, optics, musics, sport)	20—23.11.19
9. *MOBEXPO — DECORAȚIUNI INTERIOARE* (Furniture — Decorations)	20—23.11.19

Mașinile-unelte de înalt nivel tehnic - o componentă importantă a producției moderne - sînt prezente într-un sortiment bogat la expoziția întreprinderii AG STROJIMPORT - Praga, organizată în cadrul celui de-al XXI-lea

TÎRG INTERNAȚIONAL de la BRNO

în perioada 12 - 21 septembrie 1979.

Exponatele se află în pavilionul B — partea centrală a pavilionului K_1 și pe platforma M ;

de asemenea :

- în galeria pavilionului B: unelte și aparate de măsurat ;
- în pavilionul KOVOFINIS: echipamente pentru prelucrarea suprafețelor ;
- în pavilionul INPNO : utilaje diverse.

Impreună cu producătorii cehoslovaci vă invităm să vizitați expoziția noastră !

strojimport

130 52, PRAHA 3, Vinohradská 184
TELEX · Praha 122241 STIM C
TELEGRAME · STROJIMPORT, Praha

PUBLICOM

MANIPULATOARE TIP PORTAL DIN SERIA „PIRIN"

Exportator: VTO

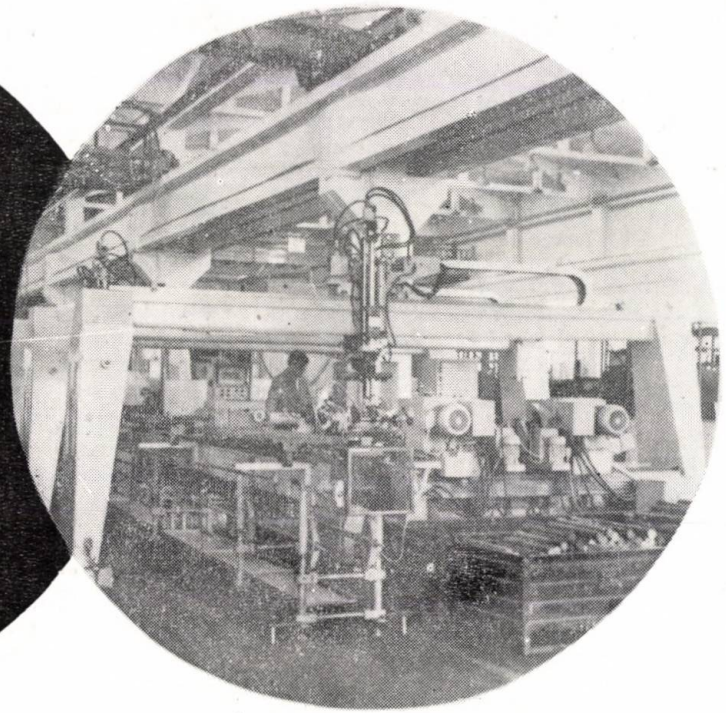
MACHINOEXPORT

Sofia, R.P.Bulgaria str. Aksakova nr. 5

Telefon : 88.53.21 Telex 023—425

Telegrame : Machinoexport — Sofia

Manipulatoare tip portal din seria «PIRIN»

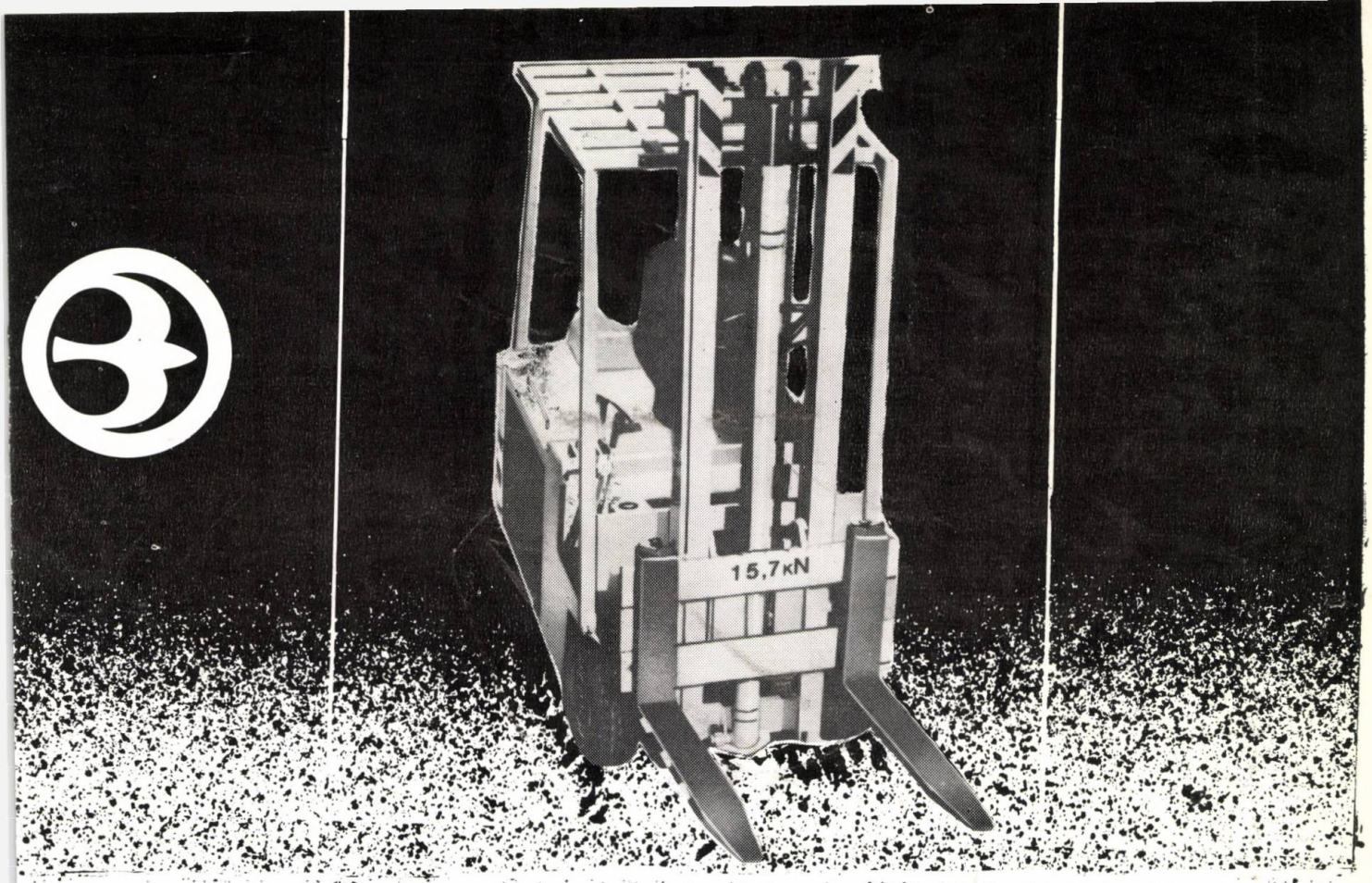


Manipulatoarele de tip portal din seria „PIRIN" asigură încărcarea automată cu piese, în mod simetric, circular, la o gamă largă de mașini-unelte pentru așchierea metalelor, dispuse în linii automate. Sînt construite pe principiul agregării modulare ; au acționare hidraulică, o comandă-program cinematică și constituie unități autonome cu hidroagregat și compartiment electric propriu.

În corelație cu scopurile urmărite, manipulatoarele se execută în patru variante : A, B, V, G, cu dispozitive de fixare rotative sau fixe, cu posibilitatea schimbării poziției pieselor în spațiu la 180°, cu sau fără devierea brațului descărcător la o orientare perpendiculară pe mișcarea căruciorului.

	A	B	V	G
Capacitatea de încărcare a fiecărui braț		pînă la 40 kg		
Funcționarea brațelor	—	350	500	600
Rotația dispozitivului de prindere	180°	180°	—	—
Lungimea deschiderii portalului (mm)	4 500	5 000	5 500	6 000
Înălțimea portalului (mm)	—	1 900	2 120	—

publicom



Productivitate ridicată nu numai în depozite închise, ci și sub cerul liber ...

o asemenea posibilitate oferă

Electrocarele

balkancar

elevatoare cu mare înălțime de ridicare, cu 3 roți

Mașinile de acest tip funcționează cu ușurință, în interior sau sub cerul liber, dovedindu-se de neînlocuit oriunde reducerea spațiului mort constituie un imperativ. Dispozitive pneumatice asigură trecerea comodă în spațiile străbătute de șine.

- capacitatea de încărcare: 630; 1 000; 1 250 și 1 600 kg.
- înălțimea de ridicare: 2 500; 2 800; 3 300 și 4 500 kg.

Se prezintă în mai multe forme constructive, în variante cu înălțime de ridicare redusă și capacitate mare de ridicare liberă în spații de depozitare reduse — containere, vagoane, autocamioane, nave etc. Capacitate de manipulare ridicată, rază de viraj pînă la 1 450 mm. Motoare independente echipează roțile din față ce asigură tracțiunea. Viteze mari de deplasare — ridicare.

Circuit de comandă cu contactori și rezistențe, acționat de curent de joasă tensiune, eventual baterii de tracțiune cu pol pozitiv tubular. Ușurință în control și întreținere. Echipamente diferențiate amovibile pentru manipularea încărcăturii.

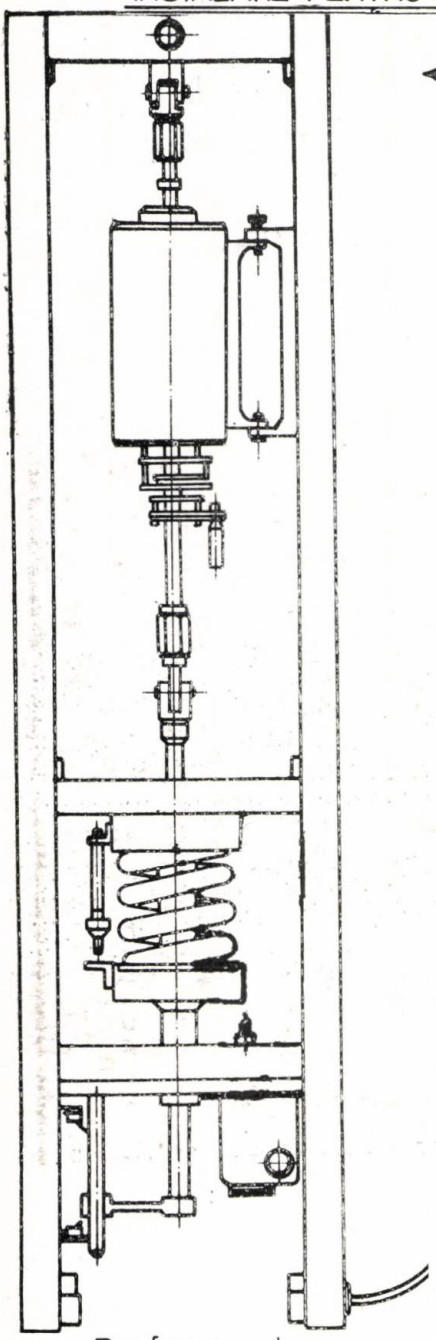
EXPORTATOR

balkancarimpex

1000 SOFIA, str. Alabin nr. 56
Telefon 88.21.22 Telex 022386
Telegrame: Balkancarimpex Sofia

BLICOM

INSTALATIE PENTRU DETERMINAREA COMPORTARII LA FLUAJ A OTELURILOR



← Prototipul instalației pentru determinarea comportării la fluaj a oțelurilor.

CARACTERISTICI:

- Realizarea în sistem modular, cu posibilitatea încercărilor independente a unei epruvete sau două, pe fiecare post.
- Măsurarea și înregistrarea deformațiilor pentru fiecare post de încercare, cu urmărire și comandă centralizată pe patru posturi.
- Sistem de încărcare cu funcționare incrementală în vederea menținerii forțelor și/sau deformațiilor constante pe tot timpul încercării.
- Sistem de încălzire a epruvetelor cu comandă integrală în buclă închisă în trei zone ale cuptorului cu funcționare în regim boot-strap; funcționează în două etape: preîncălzire fără circuit de reglare și etapă de reglare în regim.

Concepție și proiectare:

- UNIVERSITATEA DIN BRASOV
  Catedra Mecanisme și organe de mașini
- ICEMENERG-București

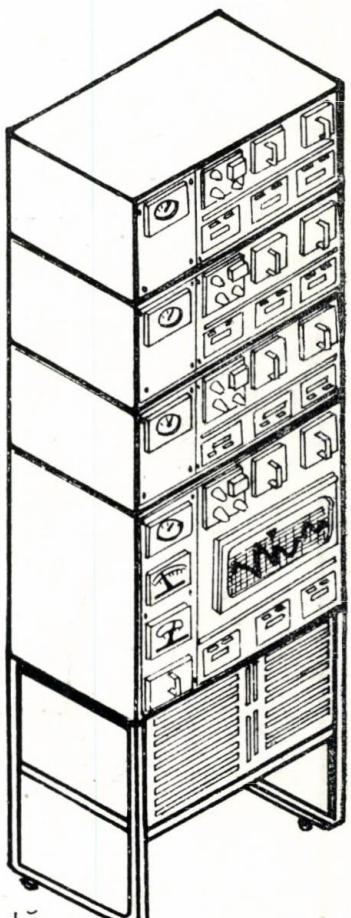
REALIZATOR SERIE:
IAUC București

Performanțe:

- Sarcina maximă de încărcare: 5000 daN
- Temperatura maximă de încărcare: 1000°C
- Precizia de măsurare și reglare a temperaturii: ±0,6%
- Sensibilitatea de măsurare și înregistrare a temperaturii: ±1°C
- Intervalul de reglare a sarcinii de încărcare ± 20 daN
- Intervalul de măsurare a lungirilor: 0 ... 100mm
- Precizia de măsurare a lungirilor $\pm 2.10^{-6}.l$ (l = lungimea epruvetei de încercat)
- Alimentare: 380 V/50 Hz/2000 VA
- Gabaritul instalației (cu tablou de comandă: 2000×1000×500mm)

Componentele principale ale aparaturii de măsurare, reglare și control sînt fabricate în țară la FEA și IEM Bucuresti

Instalația conține o serie de soluții originale brevetate.



Pupitru de comandă pentru patru posturi de încercare

ÎNTREPRINDEREA CEHOSLOVACĂ DE COMERȚ EXTERIOR

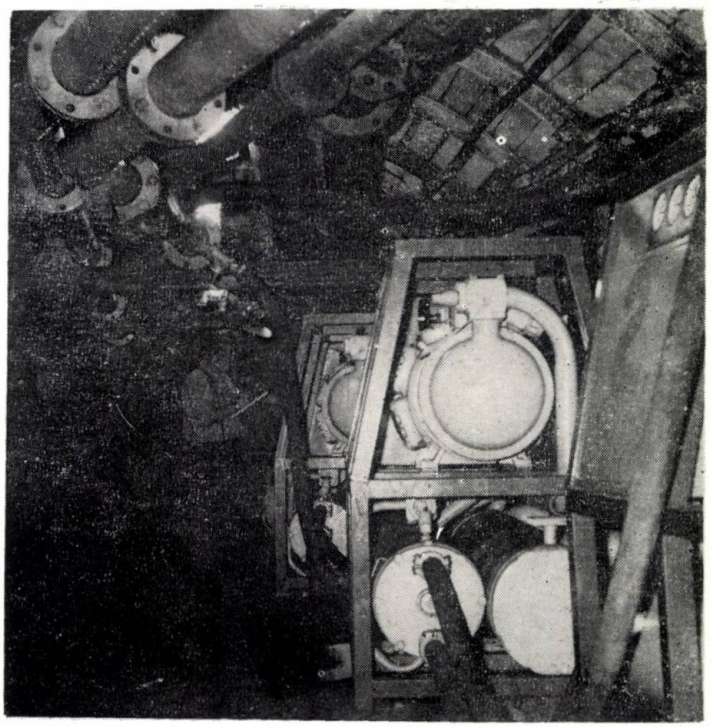
pragoinvest

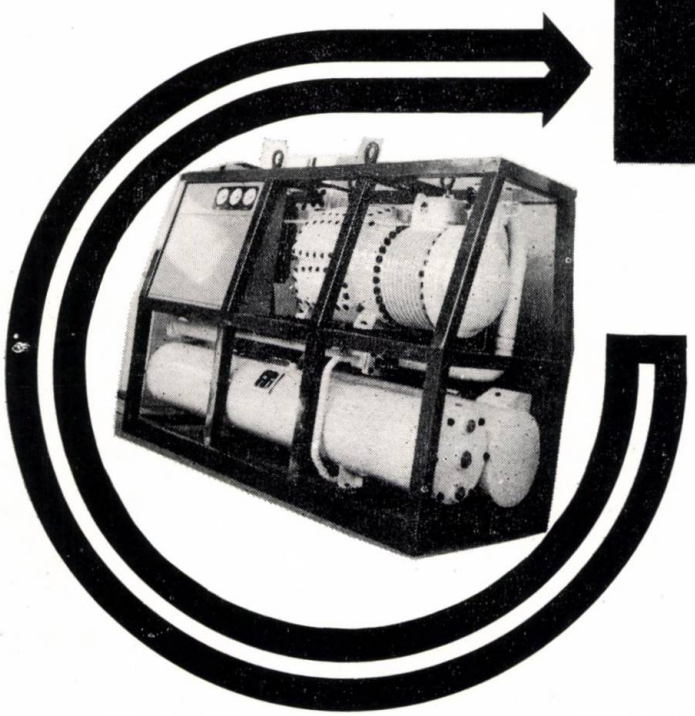
Českomoravská 23, 18056 PRAHA 9

exportă mașini, echipamente și instalații complete fabricate de unul dintre cele mai mari concerne de construcții de mașini CKD—PRAHA, precum și de alte întreprinderi industriale de frunte.

Programul de export al I.C.E. PRAGOINVEST este foarte bogat și cuprinde: motoare diesel, agregate diesel pentru producerea energiei electrice, compresoare mobile și staționare turbocompresoare, instalații de răcire, semiconductoare — elemente și aplicațiile lor, automacarale, tramvaie, variatoare, utilaje pentru producția materialelor de construcții, ceramicii fine și brute și pentru prelucrarea minereurilor.

În acest an PRAGOINVEST îmbogățește oferta sa cu un produs nou — **utilajul pentru îmbunătățirea mediului de lucru în mine — BWW 80 D.** Utilizînd acest utilaj la locul de extragere a cărbunelui se micșorează temperatura și umiditatea aerului, ceea ce îmbunătățește condițiile de lucru ale minerilor, permite prelungirea activității lor la locul de muncă și duce la creșterea productivității muncii.





Utilajul a trecut prin probe exigente și lucrează cu succes în mai multe mine din R.S.C.

Această unitate cu randament de răcire 100 kW/86 000 kcal se livrează sub forma de utilaj complet montat, trecut prin probe, împreună cu ulei și agent de răcire/umplere inițială.

Dimensiunile lui — 200 x 920 x 1440 mm — sînt adaptate dimensiunilor STAS în mine. Funcționarea este semiautomată — unitatea respectivă se pornește și oprește manual. Există un control automat împotriva defecțiunilor funcționării. În utilaj este montat un compresor și un electromotor în execuție împotriva exploziilor. Greutatea este de 1500 kg.

Produsul a fost premiat cu Medalia de Aur în anul 1978 la Tîrgul Internațional din Brno.

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans
— THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

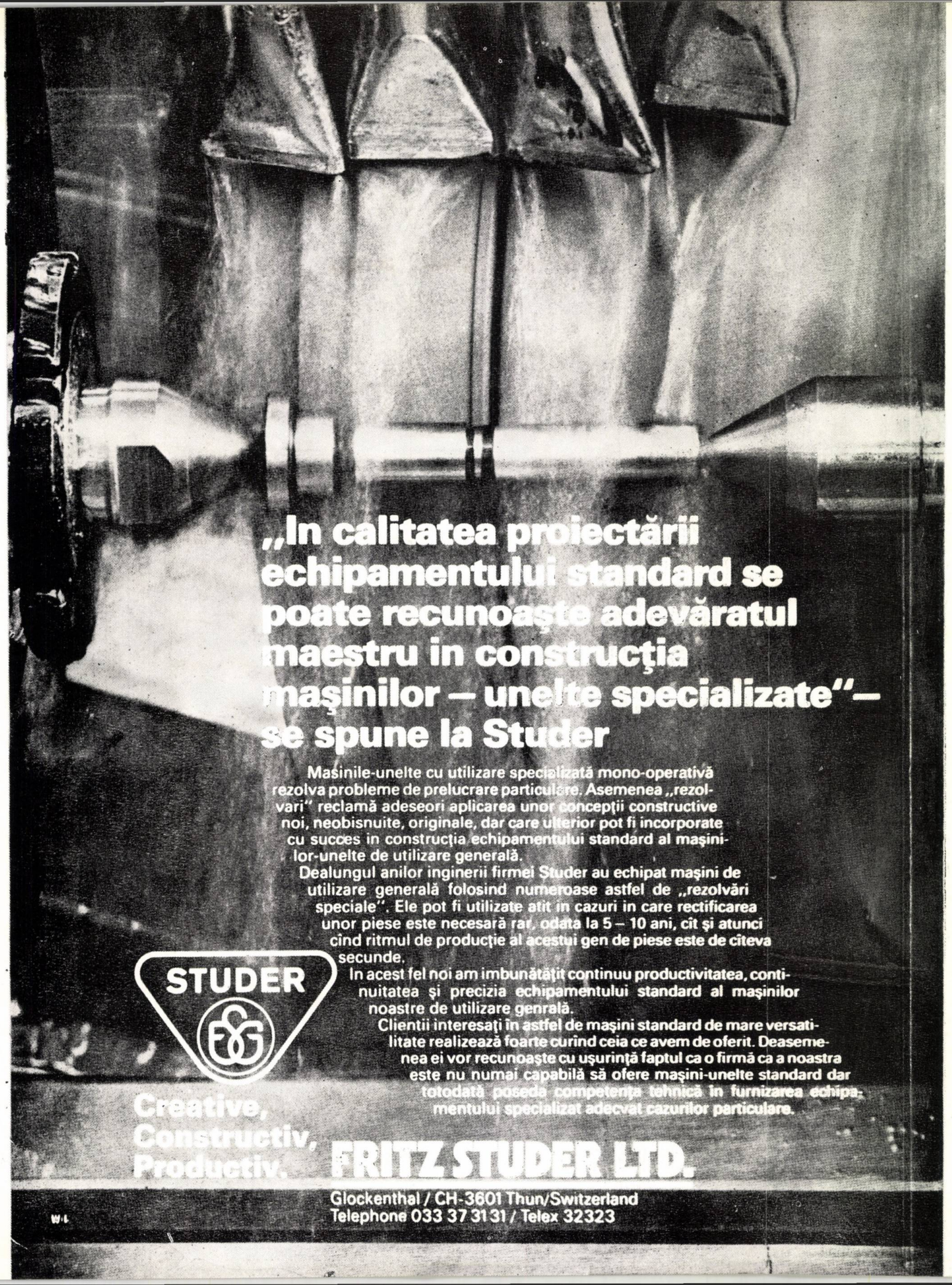
PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 147535

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.



„In calitatea proiectării echipamentului standard se poate recunoaşte adevăratul maestru in construcţia maşinilor – unelte specializate"– se spune la Studer

Masinile-unelte cu utilizare specializată mono-operativă rezolva probleme de prelucrare particulare. Asemenea „rezolvari" reclamă adeseori aplicarea unor concepţii constructive noi, neobisnuite, originale, dar care ulterior pot fi incorporate cu succes in construcţia echipamentului standard al maşinilor-unelte de utilizare generală.

Dealungul anilor inginerii firmei Studer au echipat maşini de utilizare generală folosind numeroase astfel de „rezolvări speciale". Ele pot fi utilizate atit in cazuri in care rectificarea unor piese este necesară rar, odata la 5 – 10 ani, cît şi atunci cînd ritmul de producţie al acestui gen de piese este de cîteva secunde.

In acest fel noi am imbunătăţit continuu productivitatea, continuitatea şi precizia echipamentului standard al maşinilor noastre de utilizare genrală.

Clientii interesaţi în astfel de maşini standard de mare versatilitate realizează foarte curînd ceia ce avem de oferit. Deasemenea ei vor recunoaşte cu uşurinţă faptul ca o firmă ca a noastra este nu numai capabilă să ofere maşini-unelte standard dar totodată posedă competenţa tehnică în furnizarea echipamentului specializat adecvat cazurilor particulare.

STUDER

Creative,
Constructiv,
Productiv.

FRITZ STUDER LTD.

Glockenthal / CH-3601 Thun/Switzerland
Telephone 033 37 31 31 / Telex 32323

W-L

SIMPOZION 1979 ROMANIA

BUCUREȘTI - ROMANIA

24·26·09 1979

al 7-lea SIMPOZION INTERNATIONAL DE METALURGIE FIZICA ȘI TRATAMENTE TERMICE

7-th INTERNATIONAL SYMPOSIUM FOR PHYSICAL METALLURGY AND HEAT TREATMENT

Simpozionul, organizat de Institutul de Cercetări și Proiectări Tehnologice pentru Sectoare Calde (ICPTSC) aparținînd Ministerului Construcțiilor de Mașini din România, are ca temă :

PROGRESE ÎN DOMENIUL TEHNOLOGIILOR ȘI ECHIPAMENTELOR DE TRATAMENT TERMIC

În cadrul simpozionului vor fi dezbătute comunicări legate de :

— Progrese în metalurgia fizică — oțeluri, materiale compozite, aliaje neferoase și tratamentele lor termice ;
— Tratamente termice și termochimice cu unul sau mai mulți componenți aplicate pieselor și sculelor în vederea creșterii durabilității ;
— Tratamente folosind curenți de inducție ;
— Progrese în domeniul utilajelor de tratament termic, al metodelor de control și al automatizării proceselor în vederea reducerii consumului de metal, energie și poluării mediului.

Limbile oficiale ale simpozionului sînt : rusa, engleza, germana, franceza și româna, pentru care se asigură traducerea simultană.

The symposium organized by the Technological Institute for Hot Processes (ICPTSC) belonging to the Ministry of Machine Building Industry, has the following theme :

PROGRESSES IN THE FIELD OF THE HEAT TREATMENT TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT

Within the symposium, the papers debated will be about :

— Progresess in the physical metallurgy-steels, composite materials, non-ferrous alloys and their heat-treatments ;
— Heat and thermochemical treatments with one or several components applied on parts and tools with a view to increase their service life ; equipment control methods and automation of
— Treatments using induction currents ;
— Progresses in the field of the heat-treatment equipment control methods and automation of the processes with a view to reduce metal consumption, energy and enviroment pollution.

The official languages of the symposium are : Russian, English, German, French and Romanian, for which simultâneous translation is provided.

secretariatul simpozionului:

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA, INGINERIE TEHNOLOGICA ȘI PROIECTARE PENTRU SECTOARE CALDE

SOS OLTENITEI 105 75 651 BUCUREȘTI-ROMANIA

Telefon 83 21 70 Telex 11 798 Calde

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

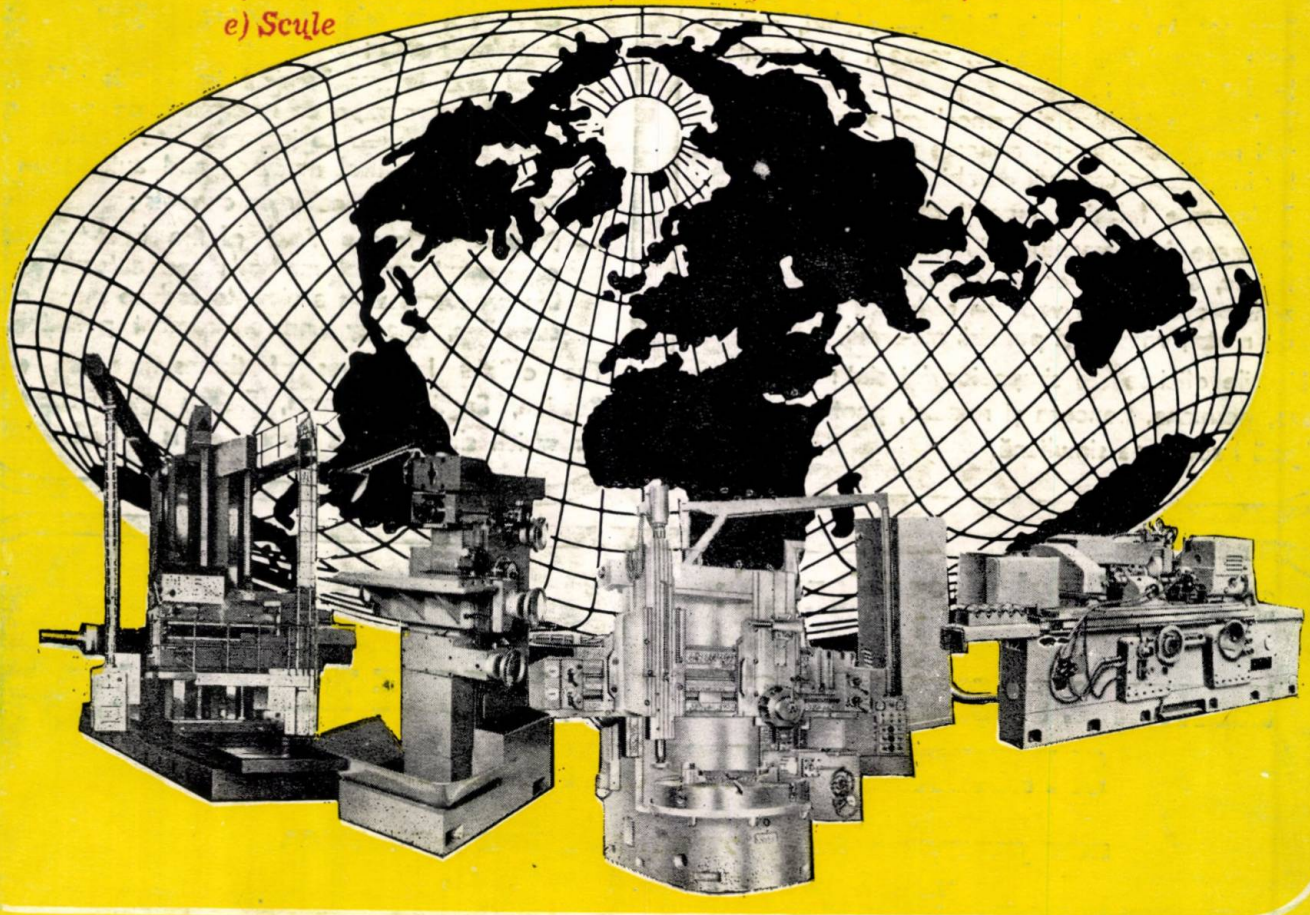
strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule



E 3279

REFERALVA

R

Mașini - unelte

Mașini - unelte
cu comandă numerică

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXI ■ OCTOMBRIE ■ 1979

THE OBJECT OF ACTIVITY OF

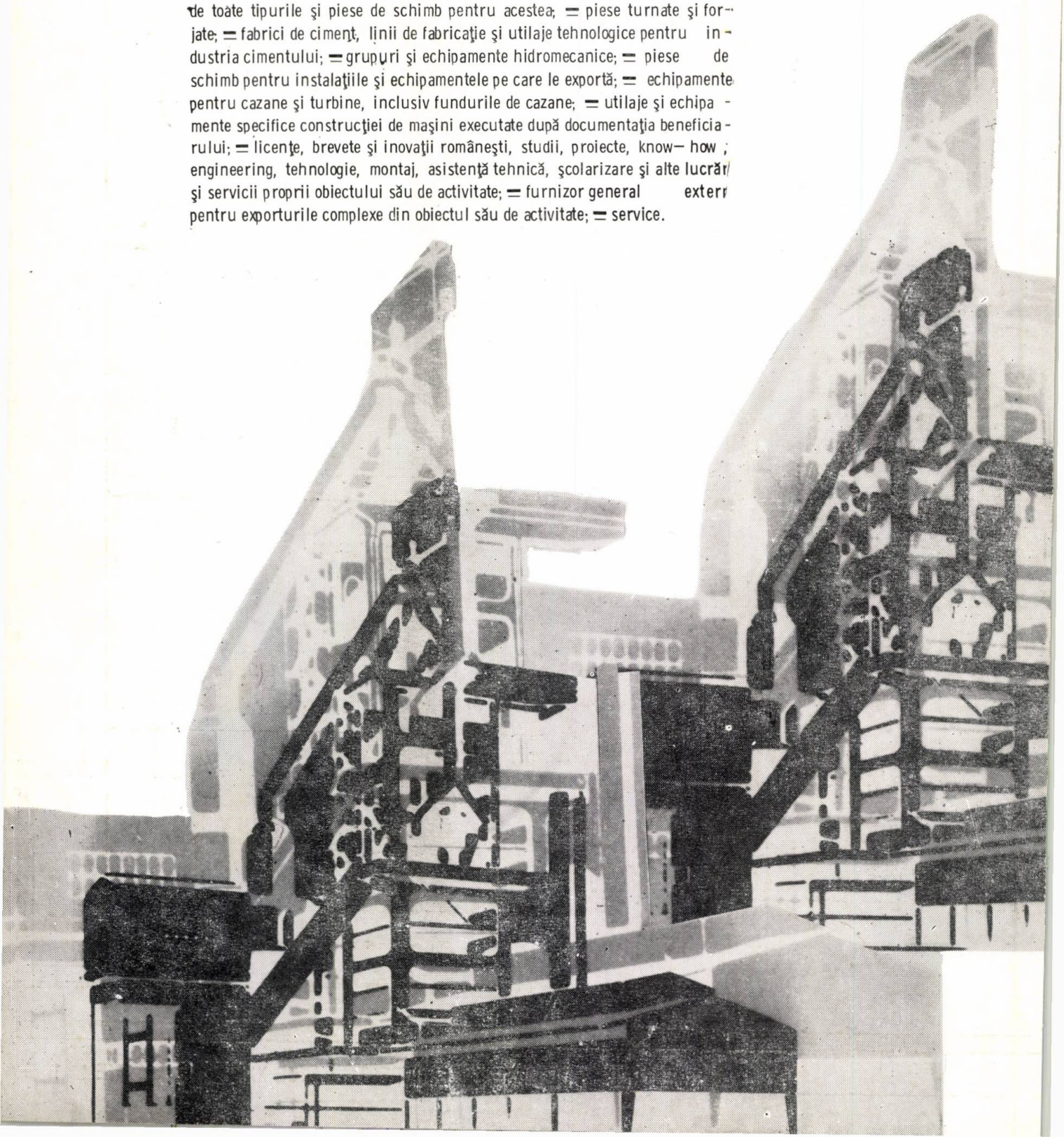
uzinexportimport

Bd. Magheru nr. 28-30 BUCUREŞTI

FOREIGN TRADE COMPANY BUCHAREST - ROMANIA

EXPORTA:

= instalaţii complexe energetice, centrale electrice, utilaje şi echipamente de bază pentru industria energetică; = centrale de termoficare urbană şi industrială, grupuri termice pentru încălzire industrială; = instalaţii complexe, linii de fabricaţie şi utilaje tehnologice pentru industria constructoare de maşini, CKD pentru acestea; = instalaţii complexe şi utilaje tehnologice pentru industria alimentară şi a frigului; = instalaţii pentru silozuri; = instalaţii complexe, utilaje, echipamente de bază pentru industria siderurgică, metalurgie feroasă şi neferoasă, cocsochimică, materialelor refractare, abrazive şi cărbunoase, precum şi piese de schimb pentru acestea; = utilaje tehnologice pentru tratamente termice secundare, cuptoare de toate tipurile şi piese de schimb pentru acestea; = piese turnate şi forjate; = fabrici de ciment, linii de fabricaţie şi utilaje tehnologice pentru industria cimentului; = grupuri şi echipamente hidromecanice; = piese de schimb pentru instalaţiile şi echipamentele pe care le exportă; = echipamente pentru cazane şi turbine, inclusiv fundurile de cazane; = utilaje şi echipamente specifice construcţiei de maşini executate după documentaţia beneficiarului; = licenţe, brevete şi inovaţii româneşti, studii, proiecte, know-how; engineering, tehnologie, montaj, asistenţă tehnică, şcolarizare şi alte lucrări şi servicii proprii obiectului său de activitate; = furnizor general extern pentru exporturile complexe din obiectul său de activitate; = service.



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 10, Octombrie, 1979

CUPRINS

1. Mașini-unelte

MORARU, V., CATRINA, D. : **Unele particularități ale seriei de turații la strungurile automate mono și multiaxe.** 495

OPREAN, A., PAXINO, G., JÁMBOR, C. : **Analiza cu ajutorul calculatorului a dinamicii servoacționărilor de avans ale mașinilor-unelte cu comandă numerică.** 501

GÎLMEANU, G., CIGAN L. : **Metodologia de încercare a universalelor cu acționare hidraulică pentru mașinile-unelte cu comandă program.** 504

MORARU, V., ISPAS, C., GHIONEA, A. : **Considerații cu privire la precizia ghidajelor de rulare cu bile.** 512

OPREAN, A., MEDAR, S. : **Studiu asupra formării undelor staționare și influența lor asupra zgomotului sistemelor hidraulice.** 516

OPREAN, A., MOISE, I. : **Determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor de închidere inversă.** 520

2. Mașini-unelte cu comandă numerică

PURICE, V., CIGAN, L. : **Sisteme de recirculare a bilelor la șuruburile cu bile utilizate în construcția de mașini-unelte.** 523

DORIN, A., MARINESCU, I. : **Fiabilitatea tehnologică a mașinilor-unelte cu comandă numerică.** 528

TOMA, VALENTINA, GROSFELD, M. : **Prezentarea unor procesori reprezentativi utilizați la programarea automată a mașinilor-unelte cu comandă numerică.** 532

3. Expoziții

KEDVEȘ, E. : **Produse de prestigiu ale construcției de mașini la EREN'79.** 539

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : conf. dr. ing. Vasile Moraru

SUMARE

CZ : 621.941.23

Moraru, V., Catrina, D.: **Unele particularităţi ale seriei de turaţii la arborii principali ai strungurilor automate mono şi multiaxe.**

Suprapunerea operaţiilor efectuate cu aceeaşi turaţie a piesei, la diametre de prelucrare diferite, ca şi asigurarea posibilităţii de folosire a roţilor de schimb şi în montaj invers, conferă seriei de turaţii a arborilor principali de la strungurile automate mono şi multiaxe unele particularităţi, puse în evidenţă în această lucrare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 4 fig., 4 tab., 2 ref.

CZ : 621.9 : 681.31

Oprean, V., Paxino, G., Jambor, C.: **Analiza cu ajutorul calculatorului a servoacţionărilor de avans ale maşinilor-unelte cu comandă numerică.**

Lucrarea prezintă aspectele principale ce impun utilizarea modelării matematice a proceselor dinamice care apar în servoacţionările avansurilor cu motoare de curent continuu la maşinile-unelte cu comandă numerică. Se descrie programul de simulare pe calculator elaborat pe baza modelului matematic, prezentîndu-se şi un exemplu.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 4 fig., 6 ref.

CZ : 621.9 : 621.22

Gîlmeanu, G., Cigan, L.: **Metodologie de încercare a universalelor cu acţionare hidraulică pentru maşinile-unelte cu comandă numerică.**

Lucrarea examinează aspectele ce concură la construcţia universalelor cu acţionare hidraulică, sigure şi precise, care contribuie la creşterea productivităţii muncii. Pornind de la necesităţile de funcţionare, sub acţiunea forţelor dinamice, se arată locul, modul şi valoarea solicitărilor, caracterizate de o serie de parametri ce pot fi determinaţi experimental, pe standuri de probă şi prin metodele noi, prezentate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 8 fig., 5 ref.

CZ : 621.9 : 621.82

Moraru, V., Ispas, C., Ghionea, A.: **Consideraţii cu privire la precizia ghidajelor de rulare cu bile.**

Lucrarea prezintă unele aspecte ale interdependenţei dintre precizia cuplului cinematic sanie-ghidaj şi performanţele maşinii-unelte. Se stabilesc mărimile deplasărilor relative ale saniei funcţie de erorile de execuţie şi montaj ale elementelor ce compun cuplul cinematic şi se prescriu condiţii pentru proiectarea acestora.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 5 fig., 3 tab., 2 ref.

CZ : 621.643

Oprean, A., Medar, S.: **Studiu asupra formării undelor staţionare şi influenţa lor asupra zgomotului sistemelor hidraulice.**

Lucrarea analizează modul de formare a sistemelor de unde staţionare în conductele hidraulice. Sînt determinate teoretic ecuaţiile care definesc aceste unde. Prin interpretarea rezultatelor se dau soluţii pentru reducerea zgomotului în sistemele hidraulice.

Construcţia de maşini, nr. 7, 4 fig., 7 ref.

CZ : 621.646.2 : 621.65

Oprean, A., Moise, I.: **Determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor cu închidere inversă.**

Plecînd de la ecuaţiile generale de mişcare şi continuitate ale lui Navier-Stokes din dinamica lichidului de lucru prin fanta activă a supapei de presiune cu închidere inversă, stabilind astfel caracteristica hidraulică a acesteia.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 6 fig., 3 ref.

CZ : 621.9 : 621.88

Purice, V., Cigan, L.: **Sisteme de recirculare a bilelor la şuruburile cu bile utilizate în construcţia de maşini-unelte.**

Lucrarea prezintă succint cîteva dintre cele mai utilizate sisteme de recirculare a bilelor, la şuruburile cu bile. Sînt prezentate avantajele şi dezavantajele sistemelor pentru recircularea bilelor de pe o spiră pe alta vecină şi cele ale sistemelor de recirculare cu trecerea bilelor peste mai multe spire. În încheiere, este prezentată varianta de recirculare a bilelor la şuruburile cu bile executate după brevet românesc.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 10, 15 fig., 12 ref.

CZ : 621.941.23

Dorin, A., Marinescu, I.: **Fiabilitatea tehnologică a maşinilor-unelte cu comandă numerică.**

Sub influenţa proceselor de uzură, precizia de prelucrare a maşinilor-unelte cu comandă numerică scade în timp. Articolul prezintă relaţiile care descriu variaţia — în timp — a preciziei de prelucrare şi influenţa erorilor de prelucrare asupra timpului mediu de bună funcţionare (TMBF) la aceste maşini.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 3 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Prezentarea unor procesori reprezentativi utilizaţi la programarea automată a maşinilor-unelte cu comandă numerică.**

Se analizează procesorii: APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 şi COMPACT II, implementaţi pe calculatoare cu memorie medie sau mare. Se face o analiză comparativă între posibilităţile acestor procesori, urmărind două probleme distincte:

— instrucţiunile de bază privind geometria piesei, mişcările sculei, instrucţiunile logice şi instrucţiunile de editare;

— instrucţiunile tehnologice privind descrierea sculei şi a regimurilor de aşchiere.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 7, 6 fig., 7 ref.

1979 Nr. 3

CONTENTS

DC : 621.941.23

Moraru, V., Catrina, D.: **Some characteristics concerning spindle speed series of uniaxial and multiaxial automatic lathes.**

The overlap of operations carried out with the same rotative speed, to various processing diameters, as well as the ensuring of the possibility to use change and reverse gears, provides, to spindle speed series of uniaxial and multiaxial automatic lathes, some characteristics, emphasized in this paper.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 4 fig., 4 tab., 2 ref.

DC : 621.9 : 681.31

Oprean, A., Paxino, G., Jambor, C.: **Computer-aided analysis of NC machine-tools feed servodrives.**

The paper presents the main aspects which require utilization of mathematical modelation of dynamic processes occuring with feed servodrives with D.C. motors at numerically controlled machine-tools. The paper also presents, by means of an example, the numerical computer simulation programme based on a mathematical model.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 4 fig., 6 ref.

DC : 621.9 : 621.22

Gîlmeanu, G., Cigan, L.: **Test methods for hydraulically actuated chucks in programme controlled machine-tools.**

The paper outlines those aspects that conduce to the manufacture of safe and accurate hydraulically actuated chucks, wich lead, when being used, to an increased labour productivity. Starting from the operating requirements, under the influence of dynamic forces, there are shown the place, configuration and value of the stresses, characterized by parameters which can be experimentally determined, on stands, by means of the new methods presented in the paper.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 8 fig., 5 ref.

DC : 621.9 : 621.82

Moraru, V., Ispas, C., Ghionea, A.: **Some considerations on balls rolling tracks.**

This work presents some considerations concerning the relationship between the precision of the kinematic slide-guide couple and the machine-tool performances. The authors state the dimensions of the slide relative deplacements, function of the execution and assembling errors of the kinematic couple elements; they also prescribe some design conditions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 5 fig., 3 tab., 2 ref.

DC : 621.643

Oprean, A., Medar, S.: **Study on the stationary waves and their implications on the noise in the hydraulic systems.**

The paper analyses the way in which a stationary wave system forms in the conduits of a hydraulic system. The equation which defines the wave system is theoretically determined. By interpreting the results suggestions are given for noise reduction in hydraulic systems.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 4 fig., 7 ref.

DC : 621.646.2 : 621.65

Oprean, A., Moise, I.: **Determination of the hydraulic characteristic of inverted closing valves.**

Starting from Navier-Stokes' general moving and continuity relationship, the work states the flow law of the work liquid in an activ slit of the pression valve with inverted closing. In this way is established the hydraulic characteristic of this valve.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 6 fig., 3 ref.

DC : 621.9 : 621.88

Purice, V., Cigan, L.: **Ball-screw recirculating systems used in machine-tool building.**

The paper presents some of the most widely used ball-screw recirculating systems. The paper also cutlines the advantages and disadvantages of ball recirculation from one track to the next, as well as over more tracks between grooves. The final section of the paper presents the Romanian version of ball recirculating systems based on a Romanian patent.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 15 fig., 12 ref.

DC : 621.914.23

Dorin, A., Marinescu, I.: **Technological reliability of numerical control machine-tools.**

Because of the influence of detrimental processes, the processing precision of numerical control machine-tools get lower in time. The work presents the relations which express the variation in time of the processing precision and the manufacturing errors influence on the work medium time without damages for numerical control machine-tools.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 3 fig., 1 tab., 4 ref.

DC : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Presentation of representative processors used for automatic programming of NC machine-tools.**

The paper analyses the APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 and COMPACT II processors implemented on medium or large memory computers. The paper makes a comparative analysis of the possibilities offered by these processors, following two distinct problems:

— basic instructions regarding workpiece geometry, tool movements, logic instructions and editting instructions;

— technological instructions regarding description of tools and cutting conditions.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 7 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.941.23

Moraru, V., Catrina, D.: **Quelques particularités de la série des nombres de tour aux broches des tours automatiques mono-et multiaxes.**

La supérposition des opérations effectuées avec la même frequence de rotation de la pièce, à des diamètres d'usinage différents ainsi que la réalisation de l'emploi des roues d'échange en montage inverse offre à la serie des nombres de tours des broches de ces machines-outils, quelques particularités, mises en évidence dans ce travail.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 4 fig., 4 tab., 2 ref.

CD : 621.9 : 681.31

Oprean, A., Paxino, G., Jambor, C.: **Analyse assistée par calculateur des actionnemets asservis de l'avance sur machines-outils à commande numérique.**

L'article présente les aspects principaux qui imposent l'utilisation du modelage mathématique des processus dynamiques apparaissant dans les actionnements asservis des avances avec des moteurs de courant continu aux machines-outils à commande numérique. On décrit le programme de simulation sur calculateur numérique élaboré par les auteurs conformement au modèle mathématique, présentant aussi un exemple.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 4 fig., 6 ref.

CD : 621.9 : 621.22

Gîlmeanu, G., Cigan, L.: **Methodologie d'essai des mandrins a actionnement hydraulique pour les machines-outils à commande numerique.**

L'ouvrage examine les aspects qui aident à la construction des mandrins à actionnement hydraulique, sûrs et précis, qui, par leur utilisation, mènent à l'accroîssement de la productivité du travail. En partant des nécessités de fonctionnement sous l'action des forces dynamiques, on a montré la place, le mode et la valeur des sollicitations caractérisées pas des paramètres qui peuvent être déterminés expérimentalement sur des stands et par les nouvelles méthodes présentées.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 8 fig., 5 ref.

CD : 621.9 : 621.82

Moraru, V., Ispas, C., Ghionea, A.: **Considérations sur la prècision des guidages à billes.**

Le travail présente quelques aspects de l'interdépendance entre la précision du couple cinèmatique guidage-chariot et les performances de la machine-outil. On à établi les valeurs des déplacement du chariot en fonction des erreurs d'exécution et de montage des élèments qui composent le couple cinèmatique.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 5 fig., 3 tab., 2 ref.

CD : 621.643

Oprean, A,, Medar, S.: **L'étude des ondes stationaires et leur influence sur le bruit des systemes hydrauliques.**

L'ouvrage fait une analyse de la manière de formation du système des ondes stationaires dans une conduite d'une installation hydraulique. On détermine théoriquement l'équation qui donne la définition du système des ondes. En base de l'interprétation de cette écuation, on fait des recommandations pour reduire le bruit dans les installations hydrauliques.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 4 fig., 7 ref.

CD : 621.646.2 : 621.65

Oprean, A., Moise, I.: **La détermination de la caractéristique hydraulique des soupapes à fermeture inverse.**

En partant des équations générales de mouvement et de continuité Navier-Stokes, rencontrées dans la dynamique des fluides visqueux, on y détermine la loi d'écoulement du fluide par la fante de travaille de la soupape de pression à fermeture inverse, établissant ainsi la caractéristique hydraulique de cette saupape-ci.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 6 fig., 3 ref.

CD : 621.9 : 621.88

Purice, V., Cigan, L.: **Systèmes de récirculation des billes aux vis a billes utilisées dans la construction des machines-outils.**

L'ouvrage présente brièvement quelques systèmes de récirculation des billes, des plus utilisés aux vis à billes. On présente les avantages et les désavantages des systèmes de récirculation d'un canal à l'autre voisin et des systèmes de récirculation avec les passage des billes au-dessus de plusieurs canaux. Dans la partie finale on présente la variante roumaine de récirculation des billes, aux vis à billes fabriquées selon le brevet roumain.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 10, 15 fig., 12 ref.

CD : 621.941.23

Dorin, A., Marinescu, I.: **La fiabilité téchnologique des machines-outils à commande numérique.**

Sous l'influence des processus dommageables, la précision d'usinage des machines-outils à commande numérique diminue en temps. L'article présente les relations qui décrivent la variation en temps de la précision d'usinage et l'influence des erreurs d'usinage sur le temps moyen de fonctionnement sans détériorations pour les machines-outils à commande numérique.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 3 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Présentation de quelques processeurs représentatifs utilisés dans la programmation automatique des machines-outils à commande numérique.**

On analyse les processeurs : APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 et COMPACT II, introduits sur le calculateurs à mémoire moyene ou grande. On fait une analyse comparative entre les possibilités de ces processeurs, suivant deux problèmes distinctes :

— les instructions de base concernant la géometrie de la pièce, les déplacements de l'outil, les instructions logiques et les instructions d'édition ;

— les instructions technologiques concernant la description de l'outil et des paramètres de coupe.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 7, 6 fig., 7 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.941.23

Moraru, V., Catrina, D.: **Einige Eigenheiten der Drehzahlreihe am Hauptspindel der ein — und mehrspindel Drehautomaten.**

Das Übereinanderlegen, der mit gleicher Drehzahl des Werkstücks an verschiedenen Bearbeitungsdurchmässer ausgeführten Bearbeitungsvorgängen, wie auch die Möglichkeit des Gebrauchs der Wechselräder auch im umgekerten Zustand, verleiht der Drehzahlreihe der Hauptspindel der ein — und mehrspindel Drehautomaten einige Eigenheiten, die in vorligenden Beitrag, im Klarkeit gestellt werden.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 4 Bild., 4 Taf., 2 Lit.

DK : 621.9 : 681.31

Oprean, A., Paxino, G., Jambor, C.: **Rechnergestutzte Analyse der Vorschubservoantriebe bei den NC-gesteuerten Werkzeugmaschinen.**

In der Arbeit werden die Hauptaspekte dargestellt, die die Verwendung der mathematischen Modelierung der dynamische Prozesse, die bei den Vorschub-Servoantrieben der Gleichstrommotoren der NC-gesteuerten Werkzeugmaschinen erscheinen, durchsetzen. Das Simulations-programm auf dem numerischen Rechner, der von den Verfassern auf Grund des mathematischen Modells entwickelt wurde, wird beschreibt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 4 Bild., 6 Lit.

DK : 621.9 : 621.22

Gîlmeanu, G., Cigan, L.: **Prüfmethodologie der Spannfutter mit Hydraulikantrieb für Werkzeugmaschinen mit Programmsteuerung.**

Die Arbeit untersucht die Aspekte, die zu der Ausführung genaueren und sicheren Spannfutterbau mit Hydraulikantrieb, beitragen; durch die Anwendung dieser Spannfutter erhöht sich die Arbeitsproduktivität. Ausgegangen von den Funktionsbedürfnissen, unter der Wirkung der dynamischen Kräfte, wurden Ort, Art und Werte der Belastungen, die von den durch Experimente bestimmbaren Parameter, auf den Ständen und durch den neuen, darstellbaren Methoden erhaltbar sind, dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 8 Bild., 5 Lit.

DK : 621.9 : 621.82

Moraru, V., Ispas, C., Ghionea, A.: **Hinsichten in Betracht auf die Genauigkeit der Kugelnroll — führungen.**

Die Arbeit stellt, einige Hinsichte der Abhängigkeit der Genauigkeit des Kuplung. Schlitten-Führung, von den Höchstleistungen der Werkzeugmaschinne, dar. Es werden die relativen Verschiebungsgrössen des Schlitten, bezüglich auf die Ausführungs — und Montagefehler der Bestandteile des Schlitten-Führungkuplung festgesetzt und Bedingungen für ihrer Projektierung verordnet.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 5 Bild., 3 Taf., 2 Lit.

DK : 621.646.2 : 621.65

Oprean, A., Moise, I.: **Bestimmung der hydraulischen Charakteristiks von dem Druckventil mit umgekehrten Verschluss.**

In der Arbeit wird bestimmt das Fliessgesetz der Flüssigkeit, die durch den wirksamen Schlitz von dem Druckventil mit dem umgekehrten Verschluss fliesst. Dafür soll man die allgemeine Bewegungs — und Stetigkeitsgleichungen von aus zäheflüssigen Flüssigkeitsdynamik Navier-Stokes benutzen. In diesem Artweise wird die hydraulische Charakteristik von dem Drukventil bestimmt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 6 Bild., 3 Lit.

DK : 621.643

Oprean, A., Medar, S.: **Studium über stationären Wellen und ihre Einflüsse auf dem Geräusche der Hydrauliksysteme.**

Die Arbeit führt eine Analyse der Entstehungsart des stationären Wellensystems in der Leitungen einer Hydraulik anlage, durch. Die Gleichung, die das Wellensystem bezeichnet, wird theoretisch bestimmt. Auf Grund der Erläuterung dieser Gleichung werden Empfehlungen für die Verminderung des Geräuschpegels in den Hydraulikanlagen gegeben.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 4 Bild., 7 Lit.

DK : 621.9 : 621.88

Purice, V., Cigan, L.: **Umlenksysteme der Kugel bei den im Werkzeugmaschinenbau angewendeten Kugelspindeln.**

Die Arbeit stellt kurz einige der am meisten angewendeten Umlenksysteme der Kugel bei den Kugelspindeln, dar. Es sind die Vor- und Nachteile der Umlenksysteme für das Umlenken der Kugel, von einer Windung auf eine andere, benachbarte, und der Umlenksysteme mit dem Kugeldurchgang über mehreren Windungen, vorgestellt. Im Schlussteil ist die rumänische Variante des Umlenksystems der Kugel bei den laut rumänischen Patent hergestellten Kugelspindeln, dargestellt.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 10, 15 Bild., 12 Lit.

DK : 621.914.23

Dorin, A., Marinescu, I.: **Tehnologische Fiabilität der numerischgesteuerten Werkzeugmaschinen.**

Unter dem Einfluss von schädigenden Vorgängen, vermindert sich die Bearbeitungsgenauigkeit der numerischgesteuerten, in Zeit. Dieser Studium stellt die Veränderungen in Zeit der Bearbeitungsgenauigkeit und den Einfluss der Bearbeitungsabweichungen bezüglich der durchschnittlichen Betriebszeit ohne Störungen der numerischgesteuerten Werkzeugmaschinen, vor.

Construcţia de maşini, Nr. 7, 3 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 621.9

Toma, Valentina, Grosfeld, M.: **Vorstellung der bei der automatischen Programmierung der NN-gesteuerten Werkzeugmaschinen typisch verwendeten Prozessoren.**

Folgende Prozessoren werden analysiert: APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1, IFAPT IV, EXAPT 2 und COMPACT II, die auf Rechner mit mittlerem oder grossem Speicher eingefügt sind. Eine vergleichende Analyse der Möglichkeiten dieser Prozessoren, unter Verfolgung von zwei deutlichen Problemen, wird durchgeführt:

— Grundanweisungen zur Werkstückgeometrie, Werkzeugbewegungen, logische — und Redigieranweisungen;

— technologische Anweisungen zur Werkzeugbeschreibung und Schnittwerte.

Construcţia de maşini, 31 (1979), Nr. 7, 6 Bild., 7 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.941.23

Морару, В., Катрина, Д. : **Некоторые особенности ряда оборотов у главных валов моно — и многошпиндельных токарных автоматов.**

Накладывание действий, реализированных с самым оборотом детали у разных диаметров переработки, так и уверенность возможности использования колёс обмена и в обратном монтаже, придают ряру оборотов главных валов моно — и многошпиндельных токарных автоматов некоторые особенности, которые выделяются в данном работе.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 4 рис., 4 таб., 2 лит.

ДК : 621.9 : 681.31

Опреан, А., Паксино, Г., Ямбор Ч. : **Анализ при помощи эвм сервоприводом подач станков с чпу.**

Представлены, основные положения которые принуждают использование математического моделирования динамических процессов, появляющихся в сервоприводах подач двигателями постоянного тока на станках с ЧПУ. Описывается программа симулирования на ЭВМ, разработанная на основе математической модели, давая в то же время и пример.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 4 рис., 6 лит.

ДК : 621.9 : 621.22

Гылмеану, Г., Чиган, Л. : **Методика испытания патронов с гидравлическим приводом станков с программным управлением.**

В работе рассматриваются аспекты конструкции надежных и точных патронов с гидравлическим приводом, применение которих ведет к новышению производительности труда.

Исходя из необходимости функционирования под влиянием дунамических сил указываются место, способ и величину нагрузок, характеризуемых параметрами, определяемыми экспериментальным путем на стендах и новыми указанными методами.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 8 рис., 5 лит.

ДК : 621.9 : 621.82

Морару, В., Испас, К., Гионеа, А : **Соображения относительно к точности подвижных направляющих с шариками.**

Подчёркиваются некаторые соображения об связке между точностью кинематического момента салазки — напрявляющая и состязаний станки. Устанавливаются величины относоеэьных передвижении салазка в зависимости от ошибок исполнения и монтажа элементов которые составляют кинематический момент, и предписываются условия для их проектирования.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 5 рис., 3 таб., 2 лит.

ДК : 621.643

Опреан, А., Медар. С. : **Исследование стационарных волн и их влияния на шум гидравлических систем.**

Рассматривается способ образования системы стационарных волн в трубе гидравлической установки. Устанавливается теоретически уравнение, определяющее систему волн. На основе обяснения данного уравнения делаются рекомендации для снижения шума гидравлических установок.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 7, 4 рис., 7 лит.

ДК : 621.646.2 : 621.65

Опреан, А., Моисе, И. : **Определение гидравлической характеристики клапанов с обратной закатке.**

Исползуя общие уравления движения и непрерывность Навье — Стокса динамики вязких жидкостей, определяется закон течения жидкости сквозь активное отверстие клапана с обратной закатке, с помощьно которых устанавливается гидравлическую характеристику этих клапанов.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 6 рис., 3 лит.

ДК : 621.9 : 621.88

Пуриче, В., Чиган, Л. : **Системы для рециркуляции шариков в шариковых парах, применяемых в станкостроении.**

Работа представляет кратко несколко из более применяемых систем для рециркуляции шаяников в шариковых парах. Представлены преимущества, а также недостатки систем для рециркуляции шариков с одного витка на другой соседний виток и систем рециркуляции с проходом через больше витков. В конечной части представлен румынский вариант рециркуляции шариков в шариковых парах, изготовленных по румынскому патенту.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 10, 15 рис., 12 лит.

ДК : 621.941.23.

Дорин, А., Маринеску, И. : **Технологическая надежность металлорежущих станков с программным управлением.**

Под влиянием вредных процессов, точность обработки металлорежущих станков с программным управлением уменьшается во времени. В данной работе приведены выражения, которые описывают изменения точности во времени и влияние погрешности обработки на среднее время работы без отказов, в случае применения металлорежущих станков с программным управлением.

Constructia de maşini, 31(1979),
н. 7, 3 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 621.9

Тома, Валентина, Гросфелд, М. : **Описание специфических процессоров, применяемых для автоматического программирования станков с ЧПУ.**

Рассматриваются процессоры : APT—RCV, AD— — APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1 IFAPT IV, EXAPT 2, COMPACT II, встроенные в ЭВМ с большой или средней памятью. Проводится сравнительный анализ возможностей данных процессоров, следя за 2 отдельными вопросами :

— основные инструкции по геометрии детали, движениям инструмента, логические и записывающие инструкции ;

— технологические инструкции по описанию инструмента и режимов резания.

Constructia de maşini, 31 (1979),
н. 7, 6 рис., 7 лит.

CZ : 621.941.23

Unele particularități ale seriei de turații la strungurile automate mono- și multiaxe

Conf. dr. ing. Vasile **MORARU**, dr. ing. Dumitru **CATRINA** — Institutul Politehnic — București

Introducere

După cum este cunoscut [1], din motive de productivitate, seria de turații a arborelui principal de la mașinile-unelte se alege dintre termenii unor progresii geometrice cu rația normalizată. Totuși, la strungurile automate, la care productivitatea prelucrării este deosebit de importantă, turația arborelui principal nu se încadrează în aceste progresii geometrice normalizate, după părerea noastră, din următoarele motive :

— condiția de productivitate maximă, care, analizată pentru o singură operație de prelucrare, conduce la necesitatea dispunerii turațiilor în progresie geometrică, este dificil de formulat pentru situația, frecventă la strungurile automate, în care, cu aceeași turație a piesei se realizează, la diametre diferite, operații diferite, suprapuse, care necesită, firește, viteze de așchiere diferite ; ca urmare, nu este posibil ca pentru toate operațiile suprapuse să se folosească viteze care ar conduce la productivitate maximă ; — diferitele trepte de reglare a turației arborelui principal se obțin de regulă numai prin roți de schimb, nu prin cutii de viteze cu baladori sau cuplaje, astfel că numărul rapoartelor de transmitere între cele două axe ale roților de schimb este de 8—20, față de 2—3 între două axe ale cutiilor de viteze de la mașinile-unelte universale, ceea ce introduce dificultăți suplimentare de calcul ;

— pentru strungurile automate, în scopul reducerii setului de roți de schimb, este necesar ca încă de la proiectare să se asigure posibilitatea montajului acestora și invers (roata conducătoare devine condusă), ceea ce se realizează prin adoptarea unei diagrame de turații simetrice.

Din aceste motive, în calculul roților de schimb care asigură treptele de turații ale arborelui principal al strungurilor automate mono- și multiaxe există unele particularități, evidențiate în cele ce urmează.

Serie geometrică de turații, realizată prin roți de schimb în totalitate inversabile

Din motive economice, pentru a reduce la jumătate necesarul de roți de schimb, acestea se pot monta și direct, realizînd raportul de transmitere $i_1 = A/B$, și invers, realizînd raportul de transmitere $i_n = B/A$. Produsul acestora $i_1 \cdot i_n = \frac{A}{B} \cdot \frac{B}{A} = 1$, indiferent la care pereche de roți dințate se face referire.

Să notăm prin $R_n = \frac{n_n}{n_1}$ raportul de reglare obținut prin roțile de schimb, care furnizează axului principal turația minimă n_1 și turația maximă n_n la o aceeași reglare a cutiei de viteze (fig. 1).

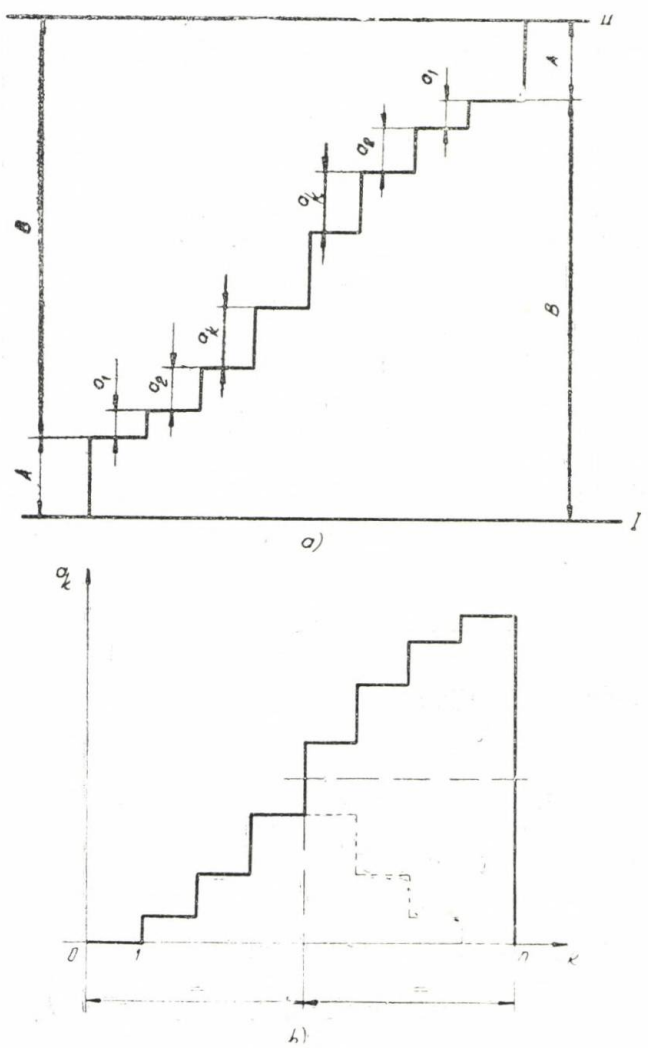


Fig. 1

Raportul de transmitere minim este :

$$i_1 = \frac{n_1}{n_0} = \frac{A}{B}, \qquad (2)$$

iar raportul de transmitere de ordinul k este :

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{k-1}}{n_0} = i_1 \cdot \varphi^{k-1} = \frac{A_k}{B_k}, \qquad (3)$$

relație în care $\varphi = \sqrt[n-1]{R_n}$ este rația progresiei geometrice a turațiilor, iar n este numărul turațiilor furnizate prin roți de schimb, provenind de la aceeași turație n_0 furnizată de cutia de viteze.

Cum sumele $(A_k + B_k)$ ale numerelor de dinți trebuie să fie aceleași, oricare ar fi k, cel mai simplu mod de conservare a acestei sume este de a scrie :

$$i_k = \frac{A_k}{B_k} = \frac{A + a_k}{B - a_k} \tag{4}$$

în care numărul întreg a_k se determină egalînd expresiile lui i_k date de (3) și (4) ; se obține :

$$a_k = A \cdot \frac{\varphi^{k-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{k+1} + 1} \tag{5}$$

Se observă că, valoarea teoretică a_{kt} calculată cu relația (5) trebuie rotunjită la întregul cel mai apropiat a_{kr}.

Punînd condiția ca roțile A_k și B_k să furnizeze și în montaj invers o turație din gama de turații adoptată :

$$i_{n-k+1} = \frac{B_k}{A_k} = \frac{1}{i_k}$$

deci :

$$i_k \cdot i_{n-k+1} = 1 \tag{6}$$

adică :

$$\frac{A + a_k}{B - a_k} \cdot \frac{A + a_{n-k+1}}{B - a_{n-k+1}} = 1$$

din care rezultă :

$$a_k + a_{n-k+1} = A - B \tag{7}$$

În particular, pentru $k = 1$, se obține :

$$\begin{cases} i_1 \cdot i_n = 1 \\ a_1 + a_n = A - B \end{cases} \tag{8}$$

Dar raportul de reglare este :

$$R_n = \frac{n_n}{n_1} = \frac{n_n}{n_0} \cdot \frac{n_0}{n_1} = \frac{i_n}{i_1} \tag{9}$$

și avînd în vedere pe (8), rezultă :

$$\begin{cases} i_1 = R_n^{-\frac{1}{2}} \\ i_n = R_n^{\frac{1}{2}} \end{cases} \tag{10}$$

relații cu ajutorul cărora se pot determina A, B.

Prin urmare, cu relația (10) se calculează i_1 și se aproximează A, B și apoi, cu relația (5), pentru diferite valori ale lui k se calculează a_k și se rotunjește la întregul cel mai apropiat ; cu relația (4) se determină roțile de schimb.

Exemplu. La strungurile revolver automate **SKODA A 12**, și **SKODA A 20**, turațiile axului principal, în număr de 8, sînt furnizate prin patru perechi de roți de schimb, toate fiind inversabile. Turația minimă este $n_1 = 712$ rot/min, turația maximă $n_8 = 4874$ rot/min. Se cere să se determine roțile de schimb.

1. Determinarea lui A, B :

$$R_n = \frac{n_8}{n_1} = \frac{4874}{712} \quad \text{(relația 9)}$$

$$i_1 = R_n^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{712}{4874}} \cong \frac{26}{68} \quad \text{deci } A = 26 ;\ B = 68$$

2. Rația progresiei geometrice :

$$\varphi = \sqrt[n-1]{R_n} = \sqrt[8-1]{\frac{4874}{712}} = 1{,}31$$

3. Determinarea roților de schimb :

$$k = 1 ;\ a_1 = A \frac{\varphi^{1-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{1-1} + 1} = 0 ;\quad i_1 = \frac{26}{68} ;$$

$$i_8 = \frac{1}{i_1} = \frac{68}{26}$$

$$k = 2 ;\quad a_2 = A \cdot \frac{\varphi^{2-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{2-1} + 1} = 5{,}16 ;$$

se rotunjește la $a_2 = 5$

$$i_2 = \frac{A + a_2}{B - a_2} = \frac{26 + 5}{68 - 5} = \frac{31}{63} ;$$

$$i_7 = \frac{1}{i_2} = \frac{63}{31} ;\quad k = 3$$

$$a_3 = A \cdot \frac{\varphi^{3-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{3-1} + 1} = 11{,}2 ;$$

se rotunjește la $a_3 = 11$

$$i_3 = \frac{A + a_3}{B - a_3} = \frac{26 + 11}{68 - 11} = \frac{37}{57} ;\quad i_6 = \frac{1}{i_3} = \frac{57}{37}$$

$$k = 4 ;\ a_4 = A \cdot \frac{\varphi^{4-1} - 1}{i_1 \cdot \varphi^{4-1} + 1} = 17{,}3 ;$$

se rotunjește la $a_4 = 17$

$$i_4 = \frac{A + a_4}{B - a_4} = \frac{26 + 17}{68 - 17} = \frac{43}{51} ;\quad i_5 = \frac{1}{i_4} = \frac{51}{43}$$

În tabelul (1) sînt date cele patru perechi de roți de schimb, turațiile reale, turațiile teoretice și erorile relative astfel obținute.

Se observă că erorile obținute pentru unele turații ale arborelui principal depășesc cu mult valorile admisibile ; totuși constructorul a acceptat această soluție la un set mai re-

Tabelul 1

k	1	2	3	4	5	6	7	8
a_k	0	5	11	17	17	11	5	0
A_k/B_k	26/68	31/63	37/57	43/51	51/43	57/37	63/31	68/26
n_k	712	917	1.210	1.571	2.210	2.871	3.788	4.874
n_{kt}	710	900	1.120	1.400	2.240	2.800	3.550	4.500
Δn	2	17	90	171	30	71	238	374
$\frac{\Delta n}{n}$ %	0,2	1,8	8,0	12,2	1,3	2,5	6,7	8,3

dus de roți de schimb, pentru motivele prezentate anterior. Similară este construcția cutiei de viteze la strungurile revolver automate **RSA 48, RSA 98 L, RSA 1", RSA 5/8", RSA 3/4"** (tab. 2).

Seria de turații cu complementul linear, realizată prin roți de schimb în totalitate inversabile

Forma grcoaie a lui a_k (relația 5) — pe care în continuare îl vom denumi complement al numerelor de dinți, precum și lipsa unei necesități de a respecta riguros seria geometrică a turațiilor, a condus pe unii constructori de strunguri automate la adoptarea unor forme simplificate pentru complementul numerelor de dinți.

Cea mai simplă este bineînțeles variația lineară a acestui complement :

$$a_k = a\ (k-1), \tag{11}$$

în care constanta a este evident număr întreg (fig. 2).

În această situație raportul de transmitere de ordinul k este :

$$i_k = \frac{A_k}{B_k} = \frac{A + a_k}{B - a_k} = \frac{A + A\ (k-1)}{B - a\ (k-1)} \tag{12}$$

Dacă turațiile sînt realizate, ca și pînă acum, prin roți de schimb în totalitate inversabile, relațiile (6), (7), (8), (9) și (10) își mențin valabilitatea.

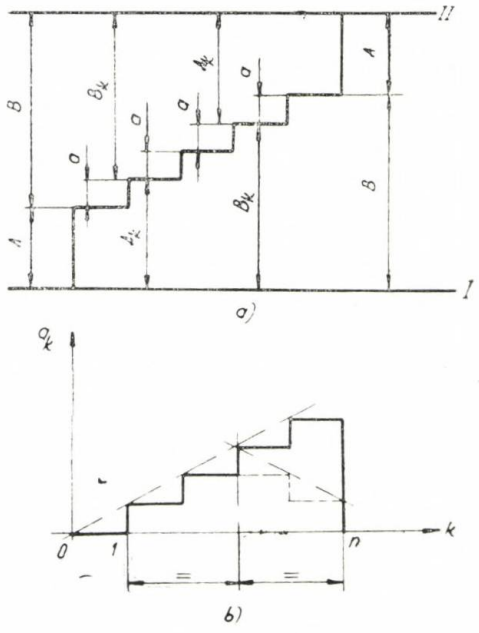


Fig. 2

Avînd în vedere relația (12), relația (7) se mai poate scrie :

$$\left\{\begin{array}{l} a_k = a(k-1) \\ a_{n-k+1} = a\ (n-k) \end{array}\right. \rightarrow a\ (k-1) + a(n-k) = B - A$$

rezultînd :

$$a = \frac{B - A}{n - 1} \tag{13}$$

În concluzie, cu relația (10) se determină i_1 și se aproximează A, B ; cu relația (13) se determină a ; cu relația (11), pentru diferite

Tabelul 2

Strung	Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
BSA 48	Roți schimb	27/75	26/74	27/73	29/71	33/67	36/64	40/60	44/56	48/52	52/48	56/44	60/40	64/36	67/33	71/29	73/27	74/26	75/27
	Turații	273	282	302	334	403	460	545	643	755	886	1.041	1.227	1.454	1.659	2.002	2.210	2.325	2.452
BSA 98L	Roți schimb	20/64	22/62	26/58	30/54	34/50	40/44	50/34	54/30	58/26	62/22	64/20	—	—	—	—	—	—	—
	Turații	305	350	440	545	665	890	1.080	1.440	1.765	2.185	2.760	3.135	—	—	—	—	—	—

valori ale lui k se calculează a_k iar cu relaţia (4) se calculează numerele de dinţi ale roţilor de schimb.

3. Cu relaţia (11), pentru diferite valori ale lui k, se calculează a_k. Rezultatele calculului numerelor de dinţi ai roţilor de schimb

Tabelul 3

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
a_k	0	2	4	6	8	10	12	14	14 16	12 18	10 20	8 22	6 24	4 26	2 28	0 30
A_k/B_k	19/49	21/47	33/45	25/43	27/41	29/39	31/37	33/35	35/33	37/31	39/29	41/27	43/25	45/23	47/21	49/19
n_k	900	1.035	1.185	1.350	1.525	1.725	1.950	2.180	2.460	2.760	3.120	3.520	4.000	4.530	5.200	6.000
n_{kt}	900	1.000	1.120	1.400	1.600	1.800	2.000	2.240	2.500	2.800	3.150	3.550	4.000	4.500	5.000	5.600
Δn	0	35	65	50	75	75	50	60	40	40	30	30	0	30	200	400
$\frac{\Delta n}{n}\%$	0	3,5	5,8	3,6	4,7	4,2	2,5	2,7	1,6	1,4	0,1	0,08	0	0,07	4	7,1

Exemplu. La strungul automat cu 6 axe **TORNOS AS 14,** axul principal are $n=16$ turaţii, cea mai mică fiind $n_1=900$ rot/min, iar cea mai mare $n_{16}=6.000$ rot/min. Seria de turaţii este realizată prin roţi de schimb în totalitate inversabile, complementul numerelor de dinţi fiind linear. Se cere să se determine numerele de dinţi ale roţilor de schimb.

1. Raportul de reglare este :

$$R_n=\frac{n_{16}}{n_1}=\frac{6.000}{900}=\frac{20}{3}$$

$$i_1=R_n^{-\frac{1}{2}}=\sqrt{\frac{3}{20}}\cong\frac{19}{49}\quad A=19\ ;\ B=49\ ;\ i_{16}=$$

$$=\frac{1}{i_1}=\frac{49}{19}$$

2. Cu relaţia 13,

$$a=\frac{B-A}{n-1}=\frac{49-19}{16-1}=2$$

şi turaţiilor axului principal sînt date în tabelul 3.

Seria de turaţii cu complementul linear, roţile de schimb fiind parţial inversabile

La strungurile automate la care reglarea turaţiei axului principal se face nu numai prin roţi de schimb, ci şi printr-o cutie de viteze, diferitele domenii de turaţii obţinute prin roţile de schimb, de la turaţiile vecine n_0' şi n_0'' date de cutia de viteze pot fi în prelungire sau parţial suprapuse (fig. 3).

În acest din urmă caz, de cele mai multe ori, din cele n rapoarte de transmitere realizabile prin roţile de schimb, numai o parte, începînd cu cele de rang q sînt inversabile ; se înţelege că în asemenea situaţie, numărul perechilor de roţi de schimb necesare este mai mare decît $\frac{n}{2}$. O asemenea limitare rezultă din aceea că dacă s-ar utiliza toate roţile dinţate în montaj invers, s-ar obţine la

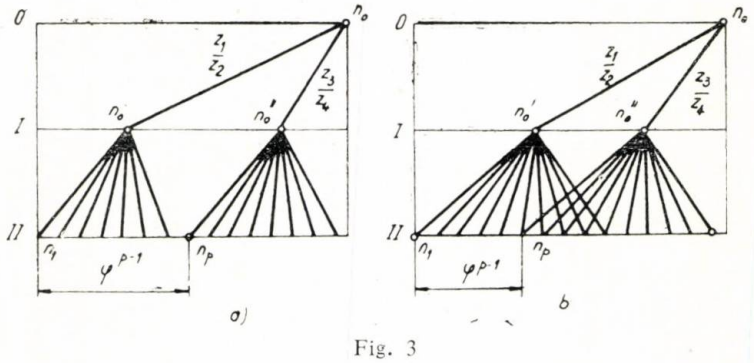


Fig. 3

arborele principal turații deosebit de mari, inaccesibile din punct de vedere al vibrațiilor mașinii.

Presupunînd că complementul numerelor de dinți variază linear, relația (11) își păstrează valabilitatea ; în schimb relațiile (8) trebuie înlocuite.

Raportul de transmitere de ordin k este :

(12)

$$i_k = \frac{n_k}{n_0} = \frac{A_k}{B_k} = \frac{A + a_k}{B - a_k} = \frac{A + a(k-1)}{B - a(k-1)}$$

Raportul de transmitere, de la care roțile de schimb sînt inversabile (fig. 4), este :

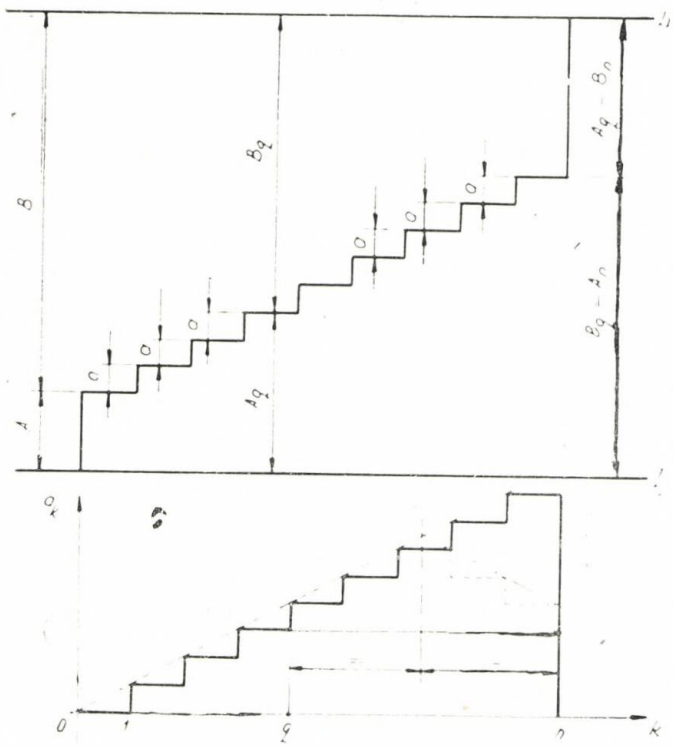


Fig. 4

$$i_q = \frac{A + a(q-1)}{B - a(q-1)} \qquad (14)$$

iar raportul de transmitere maxim este :

$$i_n = \frac{A + a(n-1)}{B - a(n-1)}$$

din condiția :

$$i_q \cdot i_n = 1 \qquad (15)$$

care exprimă faptul că de la rangul q la rangul n toate roțile sînt inversabile, rezultă :

$$a = \frac{B - A}{n + q - 2} \qquad (16)$$

iar din : $R_n = \frac{i_n}{i_1}$ rezultă $a =$

$$= \frac{A \cdot B \cdot (R_n - 1)}{(n-1) \cdot (A \cdot R_n + B)} \qquad (17)$$

În concluzie, modul de calcul este același ca în cazul precedent, relațiile (8) și (10) fiind înlocuite de (15), (16) și (17).

În legătură cu roțile dințate ale celor două angrenaje care realizează cele două game de turații ale arborelui principal, se pot face următoarele observații.

Fie
$$\begin{cases} n_1 = n_0 \cdot i_c \cdot \dfrac{z_1}{z_2} \cdot \dfrac{A}{B} \\ n_p = n_0 \cdot i_c \cdot \dfrac{z_3}{z_4} \cdot \dfrac{A}{B} \end{cases}$$

primele turații din cele două game, obținute la comutarea baladorului. Rezultă :

$$\frac{n_p}{n_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

dar :

$$n_p = n_1 \cdot \varphi^{p-1}$$

astfel că :

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \varphi^{p-1}$$

Avînd în vedere că suma numerelor de dinți ale angrenajelor dintre două axe este constantă, $z_1 + z_2 = z_3 + z_4$
se poate scrie :

$$z_3 = z_1 + b$$

$$z_4 = z_2 - b$$

în care b este un număr întreg, a cărui valoare urmează să o determinăm.

Înlocuind în ecuația anterioară, se obține :

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_1 + b}{z_2 - b} = \varphi^{p-1}$$

din care rezultă :

$$b = \frac{z_1 \cdot z_2 (\varphi^{p-1} - 1)}{z_2 + z_1 \cdot \varphi^{p-1}}$$

Avînd în vedere că puterile întregi ale roților progresiilor geometrice standardizate ale mașinilor-unelte pot fi aproximate prin fracții în numere întregi (tab. 4, 5, [1]), punînd $\varphi^{p-1} = \frac{M}{N}$ se obține :

$$a = \frac{z_1 \cdot z_2 (M - N)}{M \cdot z_1 + N \cdot z_2}$$

Cum b trebuie să fie număr întreg, numărătorul acestei expresii trebuie să fie divizibil cu numitorul său. Pentru ca valoarea lui b să nu fie prea mare, vom scrie :

$$b = \frac{z_1 \cdot z_2 \cdot (M-N)}{z_2 \cdot \left(M \cdot \frac{z_1}{z_2} + N \right)} = z_1 \frac{M-N}{M \cdot \frac{z_1}{z_2} + N}$$

Valoarea acceptabilă pentru b se obține făcînd :

$$M - N = k \left(M \cdot \frac{z_1}{z_2} + N \right); \quad \frac{z_1}{z_2} = k \cdot \frac{M-2N}{M}$$

În această situație : $a = k \cdot z_1$

Exemplu : La strungul automat cu 6 axe **PITTLER PRB 32/6,** cutia de viteze furnizează două turații ; pentru fiecare din ele, roțile de schimb furnizează $n=17$ turații, cele două domenii fiind parțial suprapuse, ca în figura 3. În primul domeniu, $n_1 = 200$ rot/min, $n_{17} = 840$ rot/min, iar roțile sînt inversabile de la rangul $q = 9$ în sus. Se cer numerele de dinți ale roților de schimb, complementul numerelor de dinți fiind linear.

Din relația (16) rezultă :

$$a = \frac{B-A}{n+q-2} \rightarrow B - A = 24a$$

iar din relația (17) :

$$a = \frac{A \cdot B \cdot \left(\frac{84}{20} - 1 \right)}{(17-1)\left(A \cdot \frac{84}{20} + B \right)} \rightarrow AB = a\,(21\,A + 5\,B)$$

Avem deci două ecuații în numere întregi, cu trei necunoscute. Din prima relație, singura soluție acceptabilă în numere întregi, cu $A > 17$ și $A+B < 120$ este :

$$A = 24 \text{ rezultînd } B = 24\,(a+1),$$

care introdusă în a doua ecuație, conduce la :

$$5a^2 + 2a - 24 = 0$$

cu soluția întreagă $a=2$; $B=72$

Cu relația (11), pentru diferite valori ale lui k, se calculează a_k Rezultatele calculului sînt centralizate în tabelul 3.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.:* Cinematica mașinilor-unelte. Editura Tehnică, București, 1961.

[2] * * *: Cărțile tehnice ale unor strunguri automate.

Tabelul 4

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
a_k	0	2	4	6	8	10	12	14	0 16	2 18	4 20	6 22	8 24	6 26	4 28	2 30	0 32	
A_k/B_k	24/72	26/70	28/68	30/66	32/64	34/62	36/60	38/58	40/56	42/54	44/52	46/50	48/48	50/46	52/44	54/42	56/40	
n_k	200 670	225 745	250 825	275 910	300 1.000	330 1.100	360 1.200	395 1.310	430 1.430	470 1.560	510 1.690	555 1.840	605 2.000	655 2.170	715 2.360	780 2.570	850 2.800	25:63 50:38
n_{kt}	200 630	224 710	250 800	280 900	315 1.000	355 1.120	1.250	400	450 1.400	1.600	500	560 1.800	2.000	630 2.240	710	800 2.500	900 2.800	
Δn	0 40	1 35	0 25	5 10	15 0	25 20	50	5	20 30	40	10	5 40	0	25 70	5	20 70	50 0	
$\frac{\Delta n}{n}$ %	0 6,3	0,4 4,9	0 3,1	1,8 1,1	4,8 0	7,0 1,8	4	1,2	4,4 2,1	2,5	2,0	0,9 2,2	0	3,9 3,1	0,7	2,5 2,8	5,6 0	

CZ : 621.9 : 681.31

Analiza cu ajutorul calculatorului a dinamicii servoacționărilor de avans ale mașinilor unelte cu comandă numerică

Prof. dr. ing. Aurel **OPREAN** — Institutul Politehnic — București
Ing. Gheorghe **PAXINO**, fiz. Csaba **JAMBOR** — ICSITMUAMFS „Titan" — București

Introducere

Procesul de prelucrare a suprafețelor piesei pe o mașină-unealtă impune efectuarea unei serii de mișcări relative sculă-piesă, mișcări ce se fac atît în perioada de bază (în așchiere), cît și în timpul unor deplasări în gol, în vederea poziționării ansamblurilor, a schimbării piesei sau a sculei. Operativitatea și precizia cu care se efectuează toate acestea sînt în mare măsură determinate de calitatea sistemului de avans al mașinii-unelte. Pentru acționarea avansurilor, pe plan mondial, s-au impus motoarele de curent continuu cu magneți permanenți, ce permit domenii de variație a vitezei de (1—10.000), cupluri impulsionale în perioadele tranzitorii de (4—8), ori cuplurile nominale și antrenarea unor mase mari în condiții de gabarit redus pentru motor. Și la ora actuală apar noutăți în acest domeniu, ceea ce impune o permanentă adaptare a întregului lanț cinematic de avans la noile condiții de performanță asigurate de către acționare, în vederea sporirii performanțelor de precizie și productivitate.

După cum rezultă din figura 1, mecanismele lanțului cinematic sînt incluse total sau parțial în circuitele de reglare a poziției și vitezei. Calitatea mișcării saniei, care este organul final, depinde de comportarea întregului ansamblu existînd o strînsă dependență între caracteristicile statice și dinamice ale fiecărei componente electrice sau mecanice. Ca urmare, în vederea asigurării condițiilor de productivitate și precizie, se impune corelarea performanțelor părților mecanice și electrice, fiind de dorit cunoașterea acestora încă din faza de proiectare, mai ales în cazul comenzilor numerice de conturare la care se impune stricta corelare a mișcării simultane pe 2, 3 sau 4 axe.

Toate acestea fac necesară simularea pe calculator a întregului sistem de avans, pentru a se cunoaște încă din faza „pe planșetă" dacă s-au ales variantele optime.

În construcția de mașini-unelte, la ora actuală, simularea este folosită într-o măsură relativ redusă, datorită faptului că nu există încă suficiente modele corespunzătoare. Unele componente, cum sînt diferite elemente hidraulice, motoare electrice, angrenaje și alte mecanisme, au fost simulate cu ajutorul calculatoarelor, însă pînă în prezent nu s-a realizat o simulare completă a întregului sistem de avans.

Se vor prezenta în continuare rezultate obținute în acest domeniu de către autori.

Structura sistemelor de avans servoacționate

În figura 1 s-a reprezentat un caz uzual de sistem de avans servoacționat, iar în figura 2 este indicată o schemă bloc generalizată pentru o axă ce evidențiază principalele componente:

a) — echipament NC și traductor;
b) — echipament de servoacționare (convertizor, motor tahogenerator);

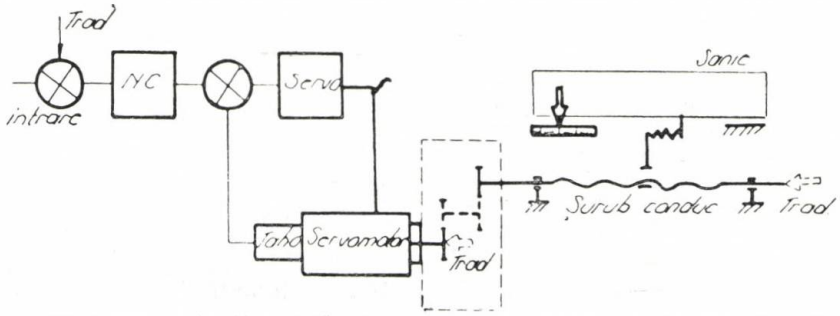


Fig. 1 Servoacționare de avans cu motor de curent continuu.

c) — lanțul cinematic propriu-zis (partea mecanică), a cărui structură este următoarea :

— angrenaje reductoare (dacă nu se face acționare direct pe șurubul conducător) ;
— mecanism de transformare a mișcării de rotație în translație (piuliță-șurub, pinion cremalieră, melc cremalieră, etc.) ;
— mecanismul sanie ghidaje.

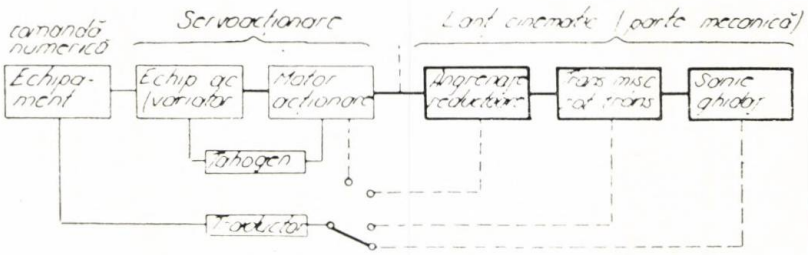


Fig. 2 Schemă bloc a servoacționării de avans pentru o axă.

Funcție de sistemul de măsură, traductorul de poziție poate primi mișcarea de la sanie (traductor liniar), sau de la celelalte mecanisme prezentate mai sus, inclusiv servomotorul de acționare (traductor rotativ, cazul măsurării indirecte).

Elemente de modelare matematică

Dată fiind complexitatea sistemului, în cazul unei analize precise nu se mai pot da relații simple, utilizabile la proiectare, ci este necesară realizarea simulării fenomenelor pe baza unor medele matematice corespunzătoare.

Fără a se intra în detalii, componentele ce se iau în considerare (cu relațiile matematice aferente) sînt cele prezentate în continuare.

Partea electrică formată din :

— **echipamentul NC** — în cadrul buclei de reglare a poziției, blocul comparator compară mărimea impusă cu cea furnizată de traductorul de poziție ce transformă deplasarea liniară sau unghiulară într-un semnal electric corespunzător ;

— **regulatorul și convertizorul** — în cadrul buclei de reglare a vitezei se face compararea semnalului de referință de viteză cu semnalul de turație a motorului, transmis de către tahogenerator modelul matematic se referă la un amplificator **PI.**

— **servomotorul de c.c.** — ținîndu-se cont de particularitatea constructivă a acestor motoare ce au fluxul de excitație constant (produs de către magneții permanenți), în afara ecuațiilor clasice ale motoarelor de c.c., se mai introduc două relații specifice servoacționărilor de avans cu tiristoare ;

$$M'm(t) = K_m I_m(t) \cdot \frac{1}{f_f}, \qquad (1)$$

$$I_m(t) \leqslant I_{max} \qquad (2)$$

în care :

$M\,m(t)$ — cuplul de antrenare la arborele motorului ;
$I_m(t)$ — curentul rotoric ;
I_{max} — curentul maxim admis (de la care poate apare demagnetizarea) ;
K_m — constanta de cuplu a servomotorului [N·m/A] ;
f_f — factorul de formă al curentului de la convertizor ;
t — timpul ;

Relația (1) trebuie folosită și de proiectantul mașinii care pentru antrenarea saniei nu are la dispoziție întreg cuplul *Mm* din catalogul servomotorului, ci acesta se diminuează cu factorul de formă f_t, care este funcție de performanțele convertizorului.

Relația (2) trebuie folosită și de proiectantul convertizorului pentru protejarea servomotorului.

În mod curent, pe considerente de comutație și de evitare a demagnetizării, se utilizează curba $I_{max} = F(n)$, în care n reprezintă turația servomotorului.

Partea mecanică. Analiza elementelor cu comportare inerțială, de elasticitate și frecare (amortizare), permite stabilirea modelului matematic echivalent al lanțului cinematic. La sistemele de avans cu șurub conducător, se poate constata o cuplare în serie a mecanismelor, din punctul de vedere al dispunerii elementelor cu comportare elastică și inerțială. Funcție de particularitățile constructive ale lanțului cinematic (antrenare direct la șurubul conducător sau cutii de avans cu una sau mai multe trepte reductoare, lăgăruire axială simplă sau dublă la unul sau ambele capete, sistemul de ghidaje etc.) și funcție de gradul de precizie cu care se dorește abordarea problemei, modelul matematic poate fi cu 1, 2, 3 sau mai multe grade de libertate.

El trebuie să descrie suficient de detaliat toate elementele și funcționarea lor, fără a pierde particularitățile statice și dinamice ale părților componente.

Dacă la partea electrică, cu excepția limitării de curent (relația 2), toate elementele sînt considerate cu comportare liniară (traductorul de poziție, tahogeneratorul, comparatorul, amplificatorul etc.), la tratarea corectă matematică nu este posibilă evitarea neliniarităților de la partea mecanică. Cele mai importante dintre acestea sînt :

— forțe de frecare F_r dependente de viteză $\dot{x}$ (în angrenaje și mai ales la mecanismul sanie ghidaj) : $F_r(\dot{x})$;

— rigiditatea mecanismelor, k, îndeosebi rigiditatea axială la sistemul cu șurub conducător-lăgăruire, care este dublu neliniară variind cu pretensionarea F_t și poziția saniei (x) față de lagăre — k (F_T, x). Ca urmare a introducerii acestor neliniarități, chiar și la modele cu un număr redus de grade de libertate, ecuațiile ce rezultă nu se pot rezolva analitic, fiind necesar să se apeleze la serviciile calculatorului.

Programele de calcul realizate

Simularea cu ajutorul calculatorului analogic poate oferi unele rezultate privind procesele dinamice din sistem, însă prezintă o serie de neajunsuri : sînt necesare cîteva generatoare de funcții pentru realizarea neliniarităților, ceea ce ridică probleme deosebite, domeniul de variație a mărimilor este destul de îngust și precizia rezultatelor depinde în mare măsură de precizia elementelor componente ale calculatorului. De asemenea, numărul amplificatoarelor operaționale ale calculatorului poate constitui o piedică importantă în simularea unor sisteme mai complexe.

Deoarece calculatoarele numerice existente asigură o precizie mai mare a rezultatelor și date fiind facilitățile unor limbaje de programare ce permit simularea unor procese cu variație continuă, autorii au utilizat limbajul CSMP — S 360 — pe calculatorul **IBM/360.**

Au fost realizate modelele matematice și programele de calcul aferente, pentru o gamă de sisteme de avans cu complexități crescînde din punctul de vedere al numărului de grade de libertate și al elementelor cu comportare neliniară.

Relațiile matematice ale elementelor cu comportare liniară sînt tratate cu ajutorul transformatei Laplace, iar elementele neliniare sînt introduse în blocuri speciale de calcul.

Spre exemplificare, în figura 3 este prezentată diagrama-bloc pentru un sistem de avans ce are un singur grad de libertate la partea mecanică, sistem a cărui mișcare la sanie este definită prin ecuația :

$$M\ddot{x}+\gamma\left(\dot{x}-\dot{\varphi}_\S\,\frac{p}{2\pi}\right)+k(x,\,F_i)\left(x-\varphi_\S\,\frac{p}{2\pi}\right)+$$

$$+F_r(\dot{x})=0$$

unde (v. și precizările anterioare) :

— M — masa saniei ;
— γ — coeficient de amortizare vîscoasă ;
— $\varphi_\S$, $\dot{\varphi}_\S$ — deplasarea respectiv viteza unghiulară la șurubul de pas p.

Programele de simulare elaborate permit varierea, practic, a tuturor parametrilor sistemului, inclusiv introducerea legilor de variație a rigidității (cu forțele din lagăre, pretensionarea și poziția saniei) și a coeficientului de frecare cu viteza. Rezultatele privind variația în timp a parametrilor (spațiu, viteza, accelerație la motor angrenaje, sanie, cupluri, forțe axiale, etc.) se obțin cu rezoluția temporală dorită, de exemplu 10^{-4} secunde, atît în formă tabelară cît și grafică.

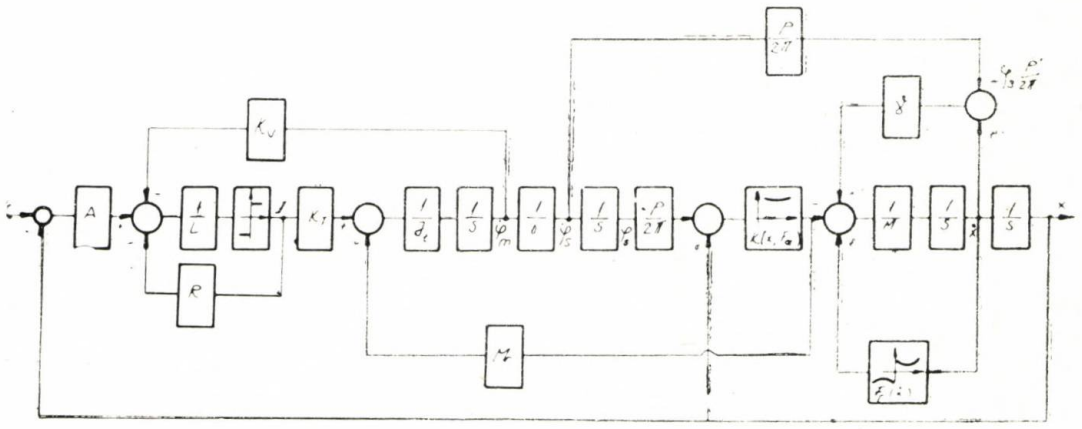


Fig. 3 Diagrama bloc pentru calculator a unui servosistem de avans cu un grad de libertate la partea mecanică.

Interpretarea rezultatelor oferă posibilitatea corelării dorite a părții mecanice cu cea electrică prin alegerea judicioasă a tipului de acționare și a dimensiunilor mecanismelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Paxino, G.:* Progrese și tendințe noi în construcția mașinilor unelte cu NC și a centrelor de prelucrare. CNST — IDT — 1973, 91 p.

[2] *Paxino, G.:* Dinamica acționării cu motor c.c. a lanțurilor cinematice de avans și poziționare ale mașinilor unelte cu NC, Simpozion SACTA, mai, 1973.

[3] *Jambor, C., Paxino, G.:* Analyse des dynamischen Verhalteres eines Hochleitungsvorschubantriebes mit Gleichstromservomotor, Al VIII-lea Congres internațional de mașini-unelte, Budapesta, 1976.

[4] *Oprean, A., Paxino, G., Jambor, C.:* Contribuții la studiul proceselor dinamice din l.c. de avans acționate cu servomotoare de c.c. A II-a Conf. Naționale de m.u. București, decembrie 1976.

[5] *Chu Yachan:* Digital Simulation of Continuons System, Mc. Graw — Hill, Inc, 1969, New York.

[6] * * *: Application Program GH 20.0367-3 System/360 — CSMP. Manual de programare.

CZ : 621.9 : 621.22

Metodologie de încercare a universalelor cu acționare hidraulică pentru mașinile-unelte cu comandă-program

Ing. Gheorghe **GÎLMEANU**, ing. Leontin **CIGAN** — ICSITMUAMFS „TITAN" — București

Introducere

Odată cu dezvoltarea producției de mașini-unelte, în special a mașinilor-unelte cu comandă program (strunguri frontoare) și a liniilor tehnologice de serie, fabricate în R.S.R., utilizarea accesoriilor speciale (cum sînt universalele cu strîngere hidraulică), se impune din ce în ce mai mult. Folosirea lor este impusă de necesitatea reducerii timpilor auxiliari de prindere-desprindere a pieselor din universal și de automatizarea proceselor de producție.

Construcția acestor universale are la bază sisteme de amplificare și transmitere a forței de strîngere, create de un cilindru hidraulic, la port-bacuri, prin intermediul pîrghiilor cu excentric sau a penelor înclinate, cu autoblocare.

Indiferent de construcția universale o-, e_e trebuie să asigure niște condiții de funcționare și exploatare caracterizate de parametrii ce garantează rolul lor de dispozitive de lucru pe mașinile unelte, care sînt :

1 — siguranță în funcționare la turația maximă a mașinii unelte ;

2 — forța de strîngere a piesei, corespunzătoare forțelor de lucru și de inerție ce iau naștere în procesul aschierii ;

3 — precizia de centrare ridicată a pieselor ;

4 — rigiditatea statică și dinamică a ansamblului universal și simplitatea construcției sale ;

5 — nivelul redus de vibrații (forțele de dezechilibru reduse) ;

6 — durabilitatea la funcționare îndelungată în regim de așchiere, cu păstrarea preciziei cît mai ridicate.

Siguranța în funcționare a universalelor

Este o necesitate primordială a accesoriilor mașinilor unelte în rotație, care nu pot avea o protecție prea solidă. Siguranța este impusă deci prin însăși normele de tehnica securității muncii, specifice fiecă ui loc de muncă, în condițiile :

— montării greșite a pieselor universalului ;

— pieselor necorespunzătoare sau fisurate, din montajul universalului ;

— turației mai mari decît celei prescrise ($n_{max\ p}$), care creează valori mari ale forțelor centrifuge.

Pentru ansamblul port bac-bac, valoarea forței centrifuge (F_{cb}) este dată [1] de relația :

$$F_{cb} = 0{,}112 \cdot G_b \cdot r_b \cdot \left(\frac{n_{aș}}{100}\right)^2 \cdot [\text{daN}], \qquad (1)$$

în care :

G_b = greutatea subansamblului port bac-bac, [daN] ;

r_b = raza centrului de greutate a subansamblului, [cm] ;

$n_{aș}$ = turația de lucru pe mașina unealtă, [rot/min].

Valorile forței centrifuge maxime, la turațiile maxime prescrise, pentru fiecare subansamblu al tipurilor de universale ce se realizează în țară sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Tipul universalului		$n_{max.\ p.}$ (rot./min) prescrisă	G_b (daN)	r_b (cm)	$F_{c\ max}$ (daN)	S_{01} (daN/bac)
ØΔ	Amplificare prin					
160	pană înclinată	2.800	1,4	5,5	680	1.550
215	pîrghie	2.500	2	6	840	2.200
250	pană înclinată	2.200	2,8	8	1.210	2.800
280	pîrghie	1.900	3,8	8	1.230	3.000

De aceea, la proiectarea universalelor se impune alegerea judicioasă a materialului pentru reperele solicitate puternic, dimensionarea corespunzătoare a lor ținînd cont și de forțele centrifuge.

La execuția universalului este foarte importantă verificarea omogenității materialelor folosite, respectarea riguroasă a tehnologiei de execuție, cu controlul — pe fluxul tehnologic — al stării și structurii materialelor.

Forța de strîngere a piesei

În procesul așchierii, forța de desprindere a așchiilor are componentele P_x, P_y și P după direcțiile triortogonale ale sistemului de axe al mașinii unelte, care au valorile funcție de :

— caracteristicile materialului de prelucrat (σ_r duritate) ;
— parametrii așchierii : t — adîncimea de așchiere ; s — avansul de așchiere ; $V_{aș}$ — viteza de așchiere ;
— parametrii constructivi ai sculei de așchiere ;
— felul așchierii : longitudinală, transversală sau frontală ;
— mediul în care are loc așchierea.

În mod rațional, pentru creșterea productivității muncii, în producția de serie se prescriu regimuri de așchiere, care solicită mașina prin momentul de torsiune realizat ($M_{aș}$) cu valori comparabile cu momentul creat de motorul electric al mașinii unelte (M_{MU}), respectîndu-se inegalitatea :

$$M_{MU} > M_{aș} \tag{2}$$

Momentul de antrenare M_{MU}, este dat de relația :

$$M_{MU} = 973 \cdot \frac{N_{ME}}{n_{ME}} \cdot \eta \ [\text{daN}], \tag{3}$$

în care :

N_{ME} — este puterea motorului electric de acționare a axului principal al mașinii unelte, [KW] ;
n_{ME} — turația motorului electric, [rot/min] ;
η — randamentul mașinii unelte (0,75—0,85).

Momentul respectiv în așchiere $M_{aș}$ este dat de relația :

$$M_{aș} = \frac{P_z \cdot D_{aș}}{2} \ [\text{daN} \cdot \text{m}] \tag{4}$$

în care :

P_z — este componenta principală a forței de așchiere, [daN] ;
$D_{aș}$ — diametrul de așchiere al piesei, [cm].

Forța de strîngere, S_1 pe fiecare bac, în sistem dinamic crează forțele de frecare care rețin piesa solidară cu universalul pentru realizarea așchierii.

Valoarea momentului de torsiune, M_f, creat de aceste forțe de frecare este dată în [1] de expresia :

$$M_f = n \cdot \mu \cdot S_1 \cdot \frac{D_p}{2} \ [\text{daN} \cdot \text{m}] \tag{5}$$

în care :

n — este numărul de bacuri de strîngere ale universalului ;
μ — coeficientul de aderență al bacului călit pe suprafața piesei și el are [1] valorile, funcție de starea suprafeței piesei (0,12 — călită și $R_a = 0{,}4$; 0,25 — călită și $R_a = 1{,}6$; 0,35 — necălită și $R_a = 3{,}2$) ;
D_p — diametrul de prindere al piesei.

Comparînd cele trei momente M_{MU}, M_f și $M_{aș}$, pentru ca așchierea să aibe loc, trebuie ca între acestea să se respecte relația :

$$M_{MU} \leqslant M_f \geqslant M_{aș} \tag{6}$$

Expresia valorică a forței de strîngere, S_1, a bacului în timpul așchierii, rezultă din ecuațiile de stabilitate, pentru momente (pl. XOZ) față de axa OX și pentru forțe (pl. XOY), aplicate sistemului rigid, bac-piesă (fig. 1), este :

$$S_1 = \frac{1}{n \cdot \mu} \cdot \frac{P_z}{\cos\left(\text{arc tg} \dfrac{P_x}{P_z}\right)} \cdot \frac{D_{aș}}{D_p} + P_y \ [\text{daN}] \tag{7}$$

La limită, conform relației (6) rezultă că forța de strîngere a bacului universalului, are o valoare minimă, funcție de puterea mașinii și e dată de relația :

$$S_{1\,min} \geqslant \frac{2}{n \cdot \mu \cdot D_p} \cdot 973 \cdot \frac{N_{ME}}{n_{ME}} \cdot \eta \ [\text{daN}] \tag{8}$$

Valoarea maximă a forței de strîngere, este limitată de la caz la caz, funcție de rigiditatea sau plasticitatea pieselor pentru a nu rămîne deformate (abaterea de la circularitate) după prelucrare. Ținînd seama și de forțele centrifuge care apar în timpul așchierii, valoarea forței de strîngere, S_1, este dată [1] de expresia :

$$S_1 = S_{01} - F_{cb}\,[\text{daN}], \qquad (9)$$

în care S_{01} este forța statică de strîngerea bacului, forță rezultată prin amplificarea forței Q a cilindrului hidraulic de acționare a universalului, a cărei valoare este dată de relația specifică penelor drepte sau pîrghiilor cu excentric.

Precizia de centrare ridicată a universalului

Deplasarea uniformă și concentrică a bacurilor, sub acțiunea pîrghiilor cu excentric sau a penelor, depinde de precizia de prelucrare și de valorile jocurilor funcționale la montajul acestora în corpul universalului.

Poziționarea bacurilor pe port-bacuri, pentru diferite diametre de prindere, poate mări imprecizia de centrare a pieselor, datorită abaterilor mari ale pasului danturii triunghiulare practicate pe fețele de așezare ale bacurilor și port-bacurilor.

De asemenea, universalele pot avea imprecizie de centrare pentru piesele prinse, în bacuri, incorecte (pe interiorul sau exteriorul lor), încît axa de rotire a universalului nu corespunde cu axa geometrică a piesei.

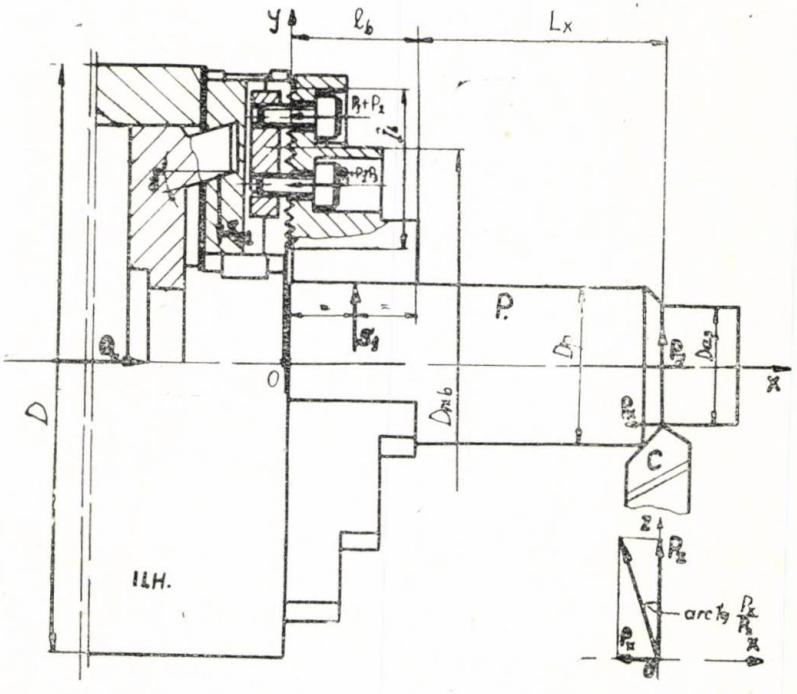


Fig. 1 Sistemul de forțe ce acționează în timpul așchierii asupra bacului.
UH — universal cu pene acționat hidraulic ; *P* — piese de strunjit ; *C* — cuțit de strung.

Considerînd cauzele care determină precizia de centrare a pieselor prinse în universale, pentru asigurarea preciziei de centrare sînt necesare :

— execuția în toleranță unghiulară strînsă a canalelor de ghidare din corpul universal ; (o abatere de 2° la 120°, universalul ∅ 250, pentru gama ∅ strîngere imprecizia centrării este de 0,04 mm/bac) ;

— execuția prin împerechere a port-bacurilor montate în canalele de ghidare din corpul universal, pentru eliminarea jocurilor frontale și laterale ;

— precizia de pas a danturii triunghiulare de pe port-bac și bac (valoarea impreciziei de așezare se transpune direct în imprecizie de centrare a piesei în universal) ;

— precizia rectificării finale a bacurilor în stare montată pe universalul ce le poartă.

Rigiditatea statică (dinamică) și momentul de inerție al universalelor

Fiecare element component al universalului are propria sa rigiditate statică, funcție de poziția ce o ocupă în montaj, sub acțiunea forțelor ce îl solicită și funcție de gradul său de suplețe (rezultat din proiectare), deformîndu-se.

Aceste elemente formează următoarele subansamble deformabile :

— şuruburile de prindere ale bacurilor pe portbacuri prin piuliţele prismatice;

— subansamblul bacuri în ghidajele lor din corpul universal;

— pîrghia cu excentric sau pana înclinată, montată în piesele necesare acţionării lor, pentru amplificarea forţei şi autoblocare.

Valoarea deformaţiei elastice totale Y_{st} trebuie determinată prin măsurare pe universal, în urma acţiunii componentei P_y a forţei de aşchiere (aplicată pe dornul special în consolă), cu valoare aleasă corespunzător, încît solicitarea şuruburilor de prindere a bacurilor să fie în domeniul elastic. Valoarea rigidităţii statice este dată de relaţia:

$$R_{st} = \frac{P}{y_{st}} \text{ [daN/μm]}, \qquad (11)$$

Ca rezultat al unei rigidităţi statice mici a universalului, piesele prinse în consolă şi prelucrate vor prezenta abateri de cilindricitate.

Rigiditatea dinamică se poate determina experimental prin metoda de aşchiere [5] ce presupune fixarea (fig. 2), odată între vîrfuri şi apoi în universal şi vîrf, a cîte unui arbore

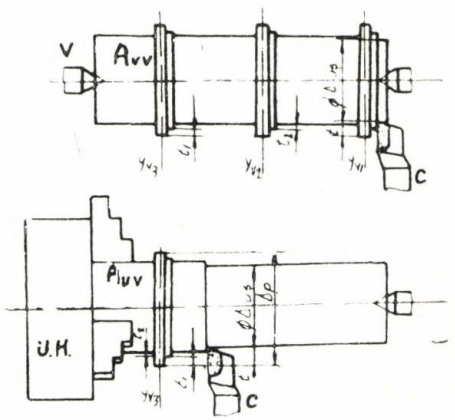


Fig. 2 Schema de determinare a rigidităţii dinamice, prin metoda aşchierii.
V — vîrf de centrare; A_{VV} — arbore de probă între vîrfuri; A_{UV} — arbore de probă în universal şi vîrf; C — cuţit de strung.

rigid, strunjit iniţial în cîte trei praguri, cu aceleaşi dimensiuni la ax şi din acelaşi material. Se strunjesc dintr-o singură trecere cu o adîncime $t=(t_1+t_2)+(0{,}1\ldots0{,}5)$ mm.

Deformaţiilor elastice ale sistemelor sînt produse în cele două situaţii de strunjire; în dreptul treptelor vor apărea diferenţe ale diametrului arborelui, corespunzătoare acestor deformaţii. Prin măsurarea variaţiei diametrului se obţin valorile deformaţiilor elastice $Y_{1,2,3}$ şi Y_3 corespunzătoare celor doi arbori.

Dacă arborele este rigid, deformaţia lui poate fi neglijată şi atunci se consideră că valorile $Y_{1,2,3}$ şi Y_3 vor avea expresiile [5], considerîndu-se sistemul:

$$\begin{cases} y_{v1} = y_{\text{sup}} + y_{pm} \\ Y_{v2} = Y_{\text{sup}} + \dfrac{1}{4}(y_{pm} + y_{pf}) \\ Y_{v3} = Y_{\text{sup}} + Y_{pf} \\ Y_{u3} = Y_{\text{sup}} + Y_{pf} + Y_{u\,\text{din}} \end{cases} \qquad (14)$$

în care:

$Y_{v1.2,3}$ sînt deformaţiile elastice produse în dreptul secţiunilor 1, 2 şi 3, piesa fiind prinsă între vîrfuri;

Y_{u3} este deformaţia produsă la aceeaşi distanţă faţă de păpuşa fixă, în secţiunea 3, piesa fiind prinsă în universal şi vîrf de centrare;

Y_{sup} — deformaţia elastică a suportului cărucior;

Y_{pf} — deformaţia elastică a axului păpuşii fixe;

$Y_{u\,\text{din}}$ — deformaţia elastică dinamică a universalului;

Y_{pm} — deformaţia elastică a păpuşii mobile.

Prin rezolvarea sistemului de 4 ecuaţii cu 4 necunoscute, reies valorile Y_{sup}, Y_{pf}, Y_{pm} şi $Y_{u\,\text{din}}$.

Valoarea rigidităţii dinamice a universului va fi dată de relaţia:

$$R_{u\,\text{din}} = \frac{P_y}{y_{u\,\text{din}}} \text{ [daN/μm]} \qquad (15)$$

Supradimensionarea subansamblelor universalului, în intenţia creşterii rigidităţii sale, nu rezolvă problema, ci din contră măreşte consumul de metal înrăutăţind condiţiile de oprire datorită momentului de inerţie mare, dat de relaţia:

$$J = \frac{G \cdot D^2}{8g} \text{ [daN·m·s}^2\text{]}, \qquad (16)$$

în care:

G — este greutatea universalului, [daN];
D — diametrul exterior al universalului, [cm].

Reducerea greutăţii universalului se face prin practicarea de frezări între canalele corpului universal.

Nivelul redus de vibraţii (forţele de dezechilibru)

Forţa centrifugă ce ia naştere datorită masei neechilibrate remanente, va da o forţă pulsatorie faţă de cuţitul de aşchiere, producînd vibraţii care se răsfrîng asupra accentuării uzurii sculei. De aceea, se impune o echilibrare dinamică într-un plan a universalelor la turaţia maximă de lucru a maşinii.

În **STAS 1655—74** sînt prevăzute pentru fiecare tipodimensiune de universal cu strîngere manuală, valori ale momentului static de dezechilibrare. Valorile înscrise sînt depășite moral de apariția mașinilor noi, de turația mare și nivelul de vibrații scăzut. Se impune, deci, determinarea altor valori care să corespundă cerințelor actuale în construcția de mașini.

O soluție de echilibrare pseudo-dinamică de finețe ar fi posibilă printr-o echilibrare statică, cu detașare de material, pe un dispozitiv cu lagăre aerostatice (frecare aproape inexistentă), dar folosind pentru masa de dezechilibru ce dă valoarea momentului static remanent, masa de dezechilibru corespunzătoare masei de echilibrare dinamică, comparabilă cu cea a axului principal al mașinii unelte.

Momentul static de echilibrare este dat de expresia :

$$M_{st\,d} = G_{md} \cdot r_{me} \text{ [N·cm]}, \qquad (17)$$

în care :

G_{md} — este greutatea masei de dezechilibrare, [N];

V_{me} — raza de plasare a masei de echilibrare, luată în calcul și la care se va detașa prin găurire masa de dezechilibru, [cm].

Forța pulsatorie, centrifugă, care creează vibrația forțată în regim dinamic este dată de relația :

$$F_{cme} = 0{,}112 \cdot G_{md} \cdot r_{me} \cdot \left(\frac{n_{\max} \cdot p}{100}\right)^2 \text{ [N]}, \qquad (18)$$

Durabilitatea la funcționare în regim de așchiere, cu păstrarea preciziei de centrare în clasă cît mai ridicată

Aceasta presupune păstrarea pe timp îndelungat a formelor și dimensiunilor inițiale ale valorilor jocurilor ca și a montajului inițial, reducerea uzurilor pieselor în mișcare relativă și rezistența la oboseală a pieselor care sînt solicitate ciclic și cu valori variabile.

Complexul de forțe și momente ce acționează asupra pieselor universalului sînt : S_1, F_{c1}, P_x, P_y, P_z, P_i (forțele de prestrîngere a șuruburilor) și M_{MU}.

În momentul strîngerii piesei, bacul este solictat în lungul său de forța S_1 după relația (6).

Această forță creează tendința alunecării bacului pe dantura port bacului, componenta orizontală, P_1, supunînd la întindere cele două șuruburi care strîng bacul pe port-bac (fig. 3). Valoarea ei este dată de relația :

$$P_1 = S_1(\sin\alpha - \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha) \cdot \cos\alpha \qquad (19)$$

în care :

— α este unghiul danturii triunghiulare.

Valoarea forței P_1, rămîne constantă tot timpul după strîngerea piesei între bacuri.

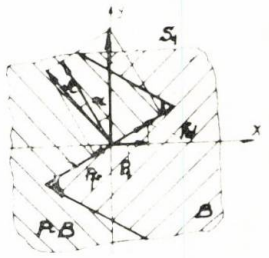


Fig. 3 Schema de calcul a forței de strîngere. P—B — port bac ; B — bac.

În momentul așchierii, cele două șuruburi strîng bacul de port-bac cu forța $P_ș$, de prestrîngere totală, pentru a asigura pe lîngă forța P_1 și forțele P_2 și P_3, care împiedică respectiv :

P_1, alunecarea radială pe flanc a bacurilor ;

P_2, alunecarea laterală pe flanc a bacurilor sub acțiunea momentului de așchiere creat de componenta P_z a forței ;

P_3, răsturnarea bacului, datorită forței S_1, față de axa ce trece prin ultimul flanc de contact între capătul port-bacului și bac, plasat pe un diametru exterior egal cu aproximativ diametrul exterior al universalului, D, (cînd piesa este strînsă din exterior) sau pe un diametru interior, D_i dat de relația :

$$D_i = D - 2 \cdot \hat{l}_b \text{ [mm]} \qquad (20)$$

în care :

l_b — înălțimea bacului.

Valoarea forței P_2, este dată de relația :

$$P_2 = \frac{P_2 \cdot D_{aș}}{\mu D_{mb}} \text{ [daN]}, \qquad (21)$$

în care D_{mb} este diametrul mediu de plasare a bacului pe port-bac, dat de relația :

$$D_{mb} = D - \hat{l}_b \text{[mm]}, \qquad (22)$$

Forța P_3 acționează prin întinderea șurubului din interior și are valoarea dată de relația :

$$P_3 = S_1 \cdot \frac{l_b}{\hat{l}_b} \text{ [daN]}, \qquad (23)$$

în care :

l_b — este lățimea de prindere a bacului.

Șurubul din interior este cel mai solicitat de forța $P_ș$ la întindere, iar valoarea sa totală rămîne constantă în timpul așchierii și este dată de relația :

$$P_ș = \frac{1}{2} \cdot S_1 \cdot \left[\frac{l_b}{y_ș} + (\sin \alpha - \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha \right] + \\ + \frac{P_z \cdot D_{aș}}{\mu \cdot D_{md}} \quad [\text{daN}] \qquad (24)$$

Totodată șuruburile sînt solicitate (cu frecvența $n_{aș}/60$) și de forța de întindere cu valoarea variabilă, P_v, ca rezultat al însumării momentelor create de componentele P_x și P_y ale forței de așchiere, în planul xoy cu valoare maximă, conform relației :

$$P_v \cdot y_ș = P_y(L_x + l_b) - P_x \frac{D_{aș} + D}{2} \quad [\text{daN}] \qquad (25)$$

Deci solicitarea maximă, este dată de forța totală și are expresia :

$$P_{Tș} = P_ș + \frac{2 \cdot P_y(L_x + l_b) - P_x(D_{aș} + D)}{2 y_ș} \quad [\text{daN}] \qquad (26)$$

Variația dinamică a forțelor care solicită șurubul este ilustrată în diagrama din figura 4.

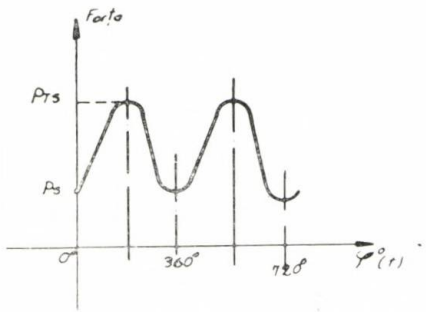


Fig. 4 Diagrama forțelor ce solicită dinamic șurubul de strîngere a bacului.

Forța totală de solicitare a șurubului interior, $P_{T_ș}$ va avea o valoare maximă admisibilă, pentru care acesta rezistă la întindere după cum reiese din relația :

$$P_{T_ș,\,\max}(L_{x\,\max}) \leq \frac{\pi \cdot d_ș^2}{4} \cdot \sigma_{ad} \quad [\text{daN}] \qquad (27)$$

Valoarea forței $P_{T_ș}$ fiind funcție de L_x — (distanța de la bacuri la vîrful cuțitului) și limitată de rezistența la întindere a șuruburilor, va intra în calculul de dimensionare al șurubului, pornind de la o valoare L_x, prescrisă, a lungimii în consolă unde are loc așchierea.

Șuruburile alese vor fi strînse dinamometric, pînă ajung la valoarea de prestrîngere $P_ș$, avîndu-se în vedere ca în cartea universalului să se specifice tipul de șurub, valoarea la care se va prestrînge, precum și lungimea maximă în consolă a piesei ce se strunjește.

Parametrii caracteristici pentru verificarea universalelor și dispozitive de încercare

Parametrii siguranței în funcționare pot fi:

a) — *turația maximă de probă* — $n_{\text{probă}}$ care are valoarea dată de expresia :

$$n_{\text{probă}} = n_{\text{max. p.}} + 200 \ [\text{rot/min}], \qquad (28)$$

Valorile lui $n_{\max p}$ se iau din tabelul 1. Se poate realiza proba pe un dispozitiv de antrenare la turații variabile, universalul fiind acoperit complet de o carcasă metalică rezis-

b) — *starea și structura metalelor* din care sînt făcute piesele solicitate intens, trebuind să se respecte întrutotul indicațiile de tratament termic din proiectul de execuție (duritate, rugozitate) ;

c) — integritatea reperelor componente — probă ce presupune depistarea fisurilor înainte de montaj a pieselor componente, cu ajutorul ultrasunetelor sau ferofluxului, prin control 100% ;

d) — *proba de așchiere :* — strunjirea unei piese cu un regim de așchiere corespunzător ales, conform **STAS 1655—74.**

Forța de strîngere a bacurilor care este proba de bază la încercarea universalelor. Verificarea se face folosind un traductor de forță, al cărui semnal este amplificat și apoi este vizualizată valoarea semnalului pe un osciloscop (fig. 5).

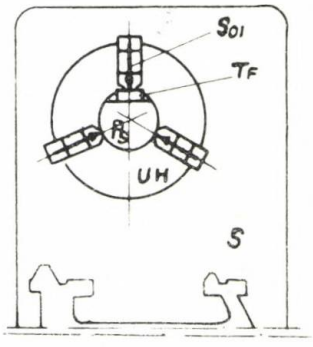


Fig. 5 Schema de măsurare a forței statice de strîngere.
S — strung pentru probe (stand) ; *UH* — universal de probă ; P_S — piesă de strîngere și fixare traductor ; T_F — traductor de forță.

Precizia de centrare a universalului se verifică conform **STAS 1655—74.** Pentru gama de universale, cuprinsă între ∅ 160 și ∅ 230,

corespund valorile 18—40 μm și respectiv 53—100 μm pentru cele trei clase de precizie.

Rigiditatea statică și dinamică. Rigiditatea statică (R_{st}) se determină experimental, pe un strung nou, folosind un dispozitiv hidraulic (fig. 6) care creează forța P_y, corespunzătoare puterii utile a mașinii.

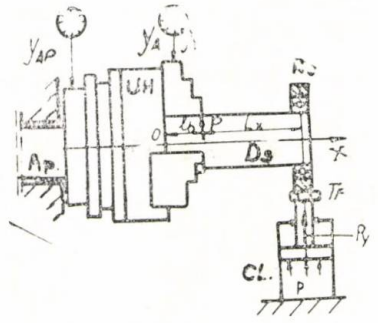


Fig. 6 Schema de măsurare a deplasărilor pentru determinarea rigidității statice.
A_p — ax principal ; UH — universal de probă ; D_s — dorn special ; CL — cilindru hidraulic de lucru ; T_F — traductor de forță ; R_J — rulment de presiune încasetat.

Valoarea deformației elastice totale a universalului este dată de relația :

$$y_{st} = y_b - y_{Ap} \ [\mu m]. \qquad (29)$$

Deplasările Y_b și Y_{Ap}, sînt măsurate pe bac respectiv pe axul principal, folosind două ceasuri comparatoare preciziei 0,001, așezate în planul xoy pe direcția forței P_y. Valoarea rigidității statice se calculează după relația (11), în care forța este dată de relația :

$$P = \frac{P_y \cdot L_x}{l_b} \ [daN] \qquad (30)$$

Rigiditatea dinamică (R_{din}) se determină experimental prin metoda de așchiere folosind regimul de așchiere prescris pentru proba de așchiere din **STAS 1655—74,** în care valoarea forței P_y se calculează conform valorii t și s [rot/min], folosită la așchierea arborilor de probă.

Momentul static de dezechilibrare. Reducerea nivelului de vibrație, datorat masei remanente de dezechilibru, se poate face adoptînd soluția descrisă mai sus. Determinarea noilor valori ale momentului static de dezechilibru va rezulta conform relațiilor (17) și (18) în care G_{md} va fi determinată experimental prin echilibrare dinamică pe standul din figura 7.

Metoda de echilibrare dinamică folosită constă în a traduce nivelul de vibrație, în masa de dezechilibru, plasată pe universal la un diametru și la unghiul α față de poziția 0.

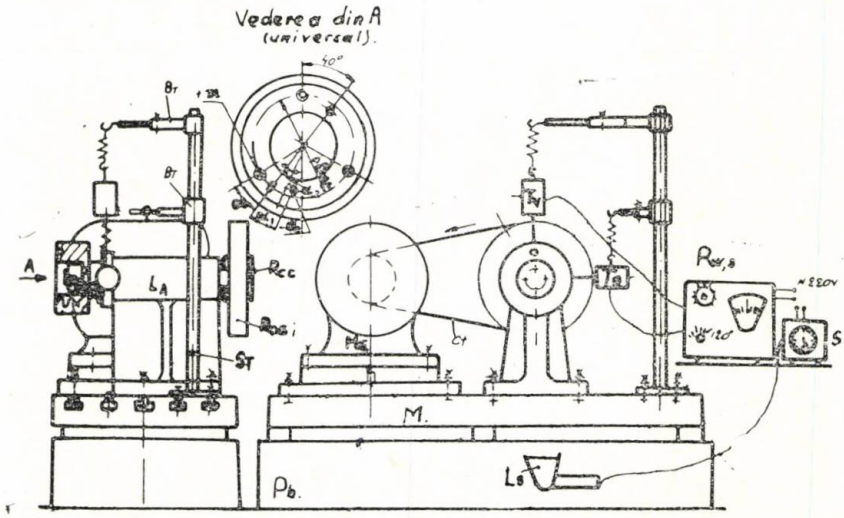


Fig. 7 *Stand pentru echilibrarea dinamică într-un plan.*
UH — universalul pentru echilibrare ; D_p — dorn prindere și antrenare universal ; L_A — lagăr aerostatic ; R_{csi} — șaibă de curea de schimb ; R_{ca} — șaibă de curea pentru antrenare ; M_E — motor electric de antrenare ; S_T — suporți elastici pentru traductori ; T_y și T_0 — traductori inductivi de vibrații pe direcții perpendiculare (vertical și orizontal) într-un plan ; Pw, s, d — punte Wheatstone pentru măsurarea nivelului de vibrații, combinată cu stoboscop și sistem de determinarea defazajului, între indicația 0 și locul dezechilibrului ; $S+L_s$ — stroboscop și lampă stroboscopică ; M — masă așezare stand ; P_b — postament rigid (beton).

Durabilitatea la funcționare în regim de așchiere. Se măsoară în ore de funcționare raportate la păstrarea preciziei de centrare și a forței de strîngere, în limitele celor trei clase de precizie.

Probele de anduranță constau în efectuarea unui număr de cicluri de lucru cu universalul, prin simularea regimului de așchiere solicitîndu-l în mod complex așa cum s-a arătat mai sus. Apoi, în funcție de gradul de uzură și de numărul de cicluri efectuate, corespunzător orelor de funcționare normală, se vor măsura parametrii următori :

— forța de strîngere, S_{01} ;
— precizia de centrare ;
— nivelul de vibrații,

urmărind după cîte cicluri universalul a trecut dintr-o clasă de precizie în alta, pînă la ieșirea sa din uz.

Acest lucru se face pe un stand amenajat pe un strung ca în figura 8.

Standul trebuie să aibe posibilitatea simulării momentului rezistiv (de torsiune) corespunzător componentei principale P_z a forței de așchiere și a forței radiale corespunzător componentei P_y, pe un dorn special prins în universal.

Pentru realizarea automată a ciclurilor pe standul de probe este necesară dotarea lui cu o instalație electrohidraulică, cu releele de timp pentru sincronizarea acțiunilor de simulare.

Crearea momentului rezistiv se face prin frînarea cu o electrofrînă a roții melcate dintr-un reductor cuplat prin melc la dornul special, care este prins în universal. Reglarea valorilor momentului și forței se face prin folosirea unor traductoare de moment și forță cu aparatura electronică adecvată.

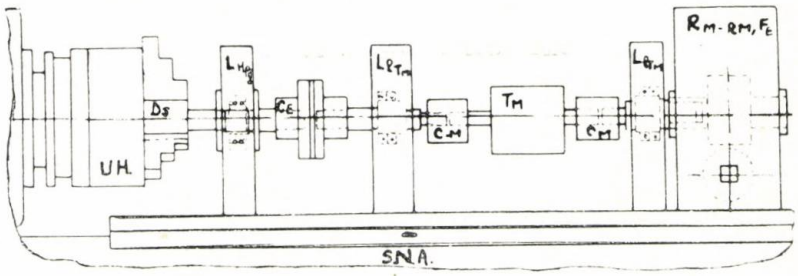


Fig. 8 *Stand pentru încercarea univesalelor cu strîngere hidraulică și proba de anduranță.* S.N.A. — strung normal ; UH — universal cu acționare hidraulică ; D_S — dorn special ; L_{HP_y} — linetă fixă cu cadru și sanie acționată de cilindrul hidraulic pentru simularea forței P_y ; C_E — cuplaj elastic ; L_{LTM} — linetă lăgăruire traductor moment ; C.M. — cuplaj manșon ; R_M — RM, FE — reductor melc — roată melcată, cu frînă electromagnetică.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : Dispozitivi di serraggio. Forkardt Spannzeuge. Chucking techniques.

[2] *Dumitrescu, N., Cigan, L.* : Studiul tehnico-economic pentru asimilarea universalelor de la strung cu acționare hidraulică, la Intreprinderea „6 Martie" Zărnești.

[3] *Enache, Ș., Aelenei, M.* : Așchiere și scule așchietoare (îndrumar pentru lucrări de laborator).

[4] *Stănescu, I., Tache, V.* : Dispozitive pentru mașini-unelte București, Editura Tehnică, 1969.

[5] *Tîrpe, Gh.* : Precizia prelucrării prin așchiere (pag. 36—46). București, Editura tehnică, 1972.

CZ : 621.9 : 621.82

Considerații cu privire la precizia ghidajelor de rulare cu bile

Conf. dr. ing. Vasile **MORARU**, ș. l. dr. ing. Constantin **ISPAS**, asist. ing. Adrian **GHIONEA** — Institutul Politehnic — București

Forma reală a traiectoriilor generatoare la prelucrarea suprafețelor pe mașini-unelte este determinată în mare măsură de precizia celor două cupluri cinematice fus-lagăr și sanie-ghidaj. De condițiile tehnice impuse în stadiul proiectării ansamblurilor cuplurilor cinematice, de respectarea riguroasă a acestora în faza de execuție, de încărcarea și exploatarea lor, precum și de comportarea lor la uzură, depinde în mod hotărîtor obținerea și menținerea preciziei oricărei mașini-unelte.

Cuplul cinematic sanie-ghidaj a fost continuu adaptat cerințelor de precizie impuse mașinilor-unelte. Introducerea, între cele două componente ale cuplului, a unor elemente intermediare (role, bile, ace) i-au conferit acestuia o serie de calități și anume : o mai bună precizie și uniformitate a mișcării, construcție compactă, durata de funcționare cu uzură minimă, întreținere și înlocuire ușoară, mărirea capacității de încărcare.

Calitățile menționate fac ca ghidajele de rulare să fie folosite cu preponderență în construcția ansamblurilor mobile, cărora li se impune o mare sensibilitate a mișcării și o înaltă precizie a deplasării.

Ghidajele de rulare, avînd ca elemente intermediare bilele, au o construcție simplă, necesită o întreținere ușoară și o reglare comodă, rezultînd astfel la un preț de cost relativ mic în comparație cu celelalte tipuri de ghidaje. Utilizarea lor este indicată în cazul unor dimensiuni de gabarit relativ mici, în condițiile unor sarcini reduse. Așa se explică faptul că ghidajele cu bile se prevăd cu precădere la mașinile de găurit pentru mecanică fină, la unele mașini de rectificat, la mașinile de ascuțit scule, la aparatele de măsură, precum și la mesele cu deplasare în coordonate.

La proiectarea ghidajelor de rulare cu bile se au în vedere : mărimea, direcția, punctul de aplicație și caracterul sarcinii, lungimea ghidajului, planul în care lucrează, viteza de deplasare, accelerația și decelerația elementului imobil, condițiile în care se exploatează etc.

Performanțele realizate de cuplurile cinematice sanie-ghidaj sînt determinate de precizia de execuție a elementelor ce le compun (corpurile prismatice, căile de ghidare, corpurile de rulare, suprafețele de așezare), precum și de tehnologia de montaj. De aceea, se impune ca, încă din faza de proiectare, să se stabilească precizia de execuție a fiecărei piese componente, urmărindu-se îndeplinirea rolului funcțional al mașinii și atingerea performanțelor preconizate.

În faza de execuție trebuie respectate cu strictețe condițiile tehnice prevăzute la proiectare. Acestea se referă la precizia dimensională, preciziei formei, a poziției reciproce, calitatea și starea suprafețelor.

Erorile de execuție sau de montaj ale elementelor componente ale cuplurilor cinematice au o influență directă asupra : distribuției neuniforme a sarcinii între corpurile de rulare, variației poziției reciproce dintre sanie și ghidaj, modificării jocurilor funcționale din cuplul cinematic. Toate acestea au ca urmare micșorarea preciziei de prelucrare pe mașina-unealtă, înrăutățirea condițiilor de funcționare a cuplului cinematic, intensificarea uzurii, diminuarea capacității de încărcare etc. [1].

La stabilirea valorică a erorilor de execuție ale elementelor cuplurilor cinematice se au în vedere parametrii de precizie ce se impun mașinii sau ansamblului respectiv. Pentru mașinile de găurit, de rectificat și de ascuțit se impun condiții privind precizia de poziționare a piesei în raport cu scula, realizarea unei mișcări cît mai uniforme, acționarea ușoară a saniei și o rigiditate ridicată a ansamblului.

Spre exemplu, la prelucrarea pe mașinile de găurit de înaltă precizie se întîlnesc frec-

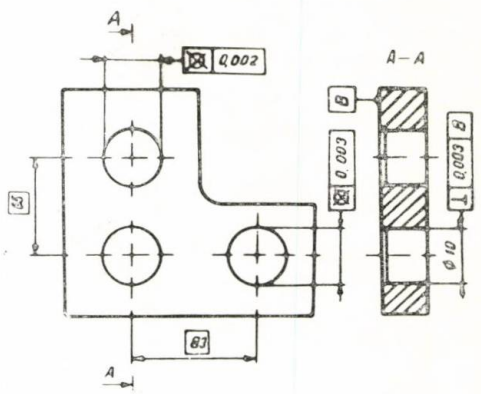


Fig. 1 Piesă executată pe o mașină de găurit de înaltă precizie.

vent piese la care toleranţele distanţei nominale dintre axele găurilor şi abaterile de la paralelism şi perpendicularitate sînt foarte mici (fig. 1), stabilite în concordanţă cu rolul funcţional al acestora.

De asemenea, erorile de execuţie şi montaj ale suprafeţelor pe care se aşează elementele cuplului cinematic influenţează în mare măsură asupra preciziei maşinii-unelte.

Precizia impusă la montaj este realizată prin poziţionarea cît mai corectă a căilor de rulare **1**, **2** şi **3** (fig. 2) pe elementul fix al maşinii (ghidaj) şi respectiv pe elementul mobil (sanie), ale căror suprafeţe de aşezare vor fi rectificate pe baza unor prescripţii speciale.

Pentru suprafeţele de aşezare se prevăd abateri de la paralelism, rectilinitate sau perpendicularitate, cuprinse între 0,001—0,010 mm., corespunzătoare unei lungimi a ghidajului de pînă la 1000 mm. Pentru ghidajele de mare precizie aceste abateri se situează în limitele 0,001—0,005 mm.

După efectuarea montajului şi a reglajului necesar, suprafaţa plană a mesei va trebui să admită o abatere de la planeitate la deplasare în limitele 0,001—0,03 mm şi o precizie de poziţionare de ± 0,001 mm.

O condiţie specială se impune dimensiunilor corpurilor de rulare. Pentru a se asigura contactul tuturor bilelor cu suprafeţele de rulare ale saniei şi ghidajului, este necesar ca acestea să facă parte din aceeaşi grupă de sortare. În general, se admite ca diferenţa maximă a diametrelor bilelor montate pe fiecare parte a ghidajului să fie $\triangle d = \pm 0{,}0005$ mm.

Numărul de bile ce trebuie montate pe o cale de rulare nu este indicat să fie mai mic de 12 . . . 16, dispuse la distanţe egale pe zonele de contact. Numărul de bile se determină din condiţia ca deformaţia elastică de contact dintre ghidaj-bile şi bile-sanie, să se afle în limite acceptabile.

Deformaţia elastică totală δe dintre sanie şi ghidaj se poate stabili cu relaţia, [2]:

$$\delta e = \sqrt[3]{69{,}4\frac{P^2}{d}} \ [\mu m] \qquad (1)$$

în care:

P — reprezintă sarcina ce revine unei bile, [daN];
d — diametrul bilei, [mm].

Valoarea maximă a sarcinii P se determină cu relaţia [2]:

$$P = kd^2 \qquad (2)$$

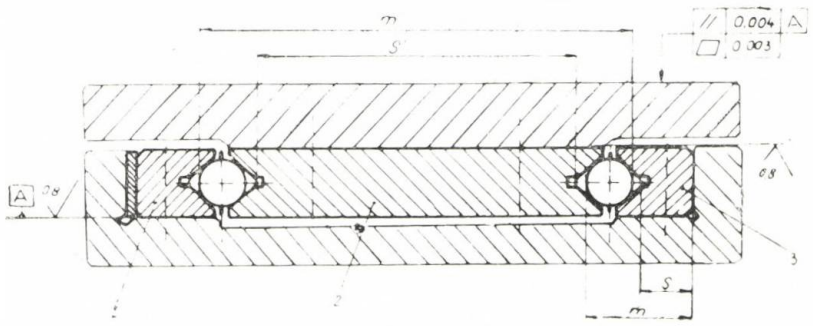


Fig. 2 Schema ansamblului sanie-ghidaj cu bile.

în care k este tensiunea convenţională admisă [daN/cm²], avînd pentru cuplul de materiale (bilă-ghidaj) oţel pe oţel valorile indicate în tabelul 1, [2].

Tabelul 1

d [cm]	0,5	1	1,5	2
k [daN/cm²]	1,5	6	14	24

Pentru desenele de execuţie ale corpurilor ghidajului şi saniei (fig. 3 şi 4), trebuie să se acorde o atenţie deosebită toleranţelor cotelor funcţionale, cotelor de legătură, precum şi abaterilor de formă (rectilinitate) $\triangle r$ şi poziţie reciprocă a suprafeţelor (paralelism) $\triangle p$.

Desenul de execuţie trebuie să conţină şi datele necesare pentru controlul căilor de rulare. Acesta se face cu ajutorul unor role de control de diametru nominal egal cu cel al bilelor.

Astfel, în cazul prismelor ghidajelor **1** şi **3** (fig. 2) considerînd ca suprafaţă de referinţă suprafaţa de reazem **A** (fig. 3), cota m rezultă din relaţia:

$$m = R(\sqrt{2} + 1) + s \qquad (3)$$

în care cota s rezultă din desenul de ansamblu, după ce au fost stabilite dimensiunile corpurilor de rulare.

Pentru corpul saniei **2** (fig. 2), cota peste rolele de control n (fig. 4), se determină cu o relație similară cazului anterior.

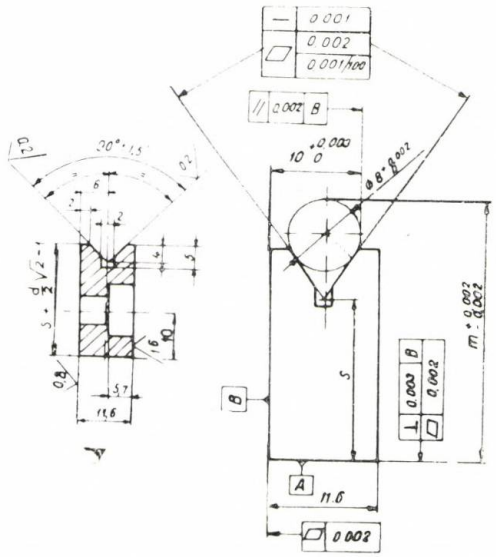


Fig. 3 Condițiile tehnice ale corpului ghidajului.

Pentru a stabili abaterile de la rectilinitate și paralelism ale elementelor cuplului cinematic sanie-ghidaj se determină prin calcul mărimea deplasărilor relative δ dintre sanie și ghidaj. Deplasarea reală δ ține seama atît de deformațiile elastice de contact cît și de abaterile $\triangle r$, $\triangle p$ și $\triangle d$.

Valoarea deplasărilor δ dintre sanie și ghidaj se determină cu ajutorul relației :

$$\delta = \sqrt[5]{974 \frac{P^2}{d} \triangle^2 t}, \qquad (4)$$

în care $\triangle t$ reprezintă abaterea echivalentă totală a căilor de rulare iar P și d au semnificațiile indicate mai sus.

Abaterea echivalentă totală $\triangle t$ se stabilește cu relația, [2] :

$$\triangle t = \triangle r + \frac{2}{3}(\triangle p + 0{,}5 \triangle d) \qquad (5)$$

Prin calcul au fost stabilite deplasările reale δ corespunzătoare unor valori concrete ale abaterilor $\triangle r$ și $\triangle p$. Variația deplasărilor în funcție de abaterea de rectilinitate

Tabelul 2

Nr. crt.	$\triangle r$ [μm]	$\triangle p$ [μm]	$\triangle d$ [μm]	δ [μm]
1	0	2	1	5,281
2	1			6,377
3	2			7,246
4	3			7,983
5	4			8,626
6	5			9,206
7	6			9,736
8	7			10,226
9	8			10,683

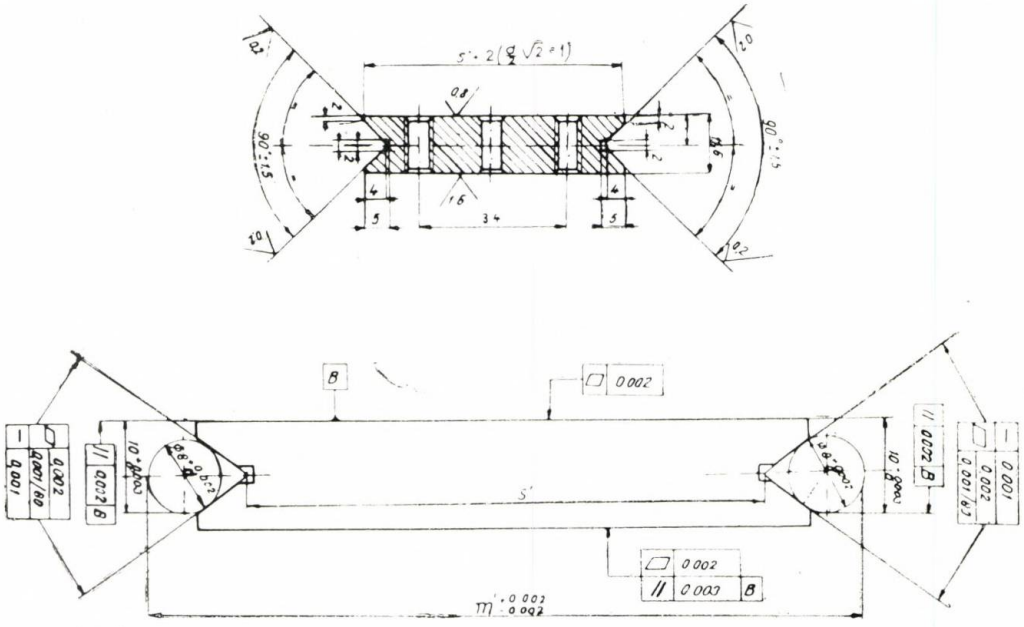


Fig. 4 Condițiile tehnice ale corpului săniei.

$\triangle r$ este consemnată în tabelul 2, iar deplasările rezultate în urma abaterilor de la paralelism $\triangle p$ sînt indicate în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. crt.	$\triangle r$ [μm]	$\triangle p$ [μm]	$\triangle d$ [μm]	δ [μm]
1	2	0	1	6,049
2		1		6,692
3		2		7,246
4		3		7,750
5		4		8,209
6		5		8,626
7		6		9,021
8		7		9,392
9		8		9,7375

Grafic, variațiile deplasărilor δ datorate abaterilor $\triangle r$ și $\triangle p$ sînt reprezentate în figura 5.

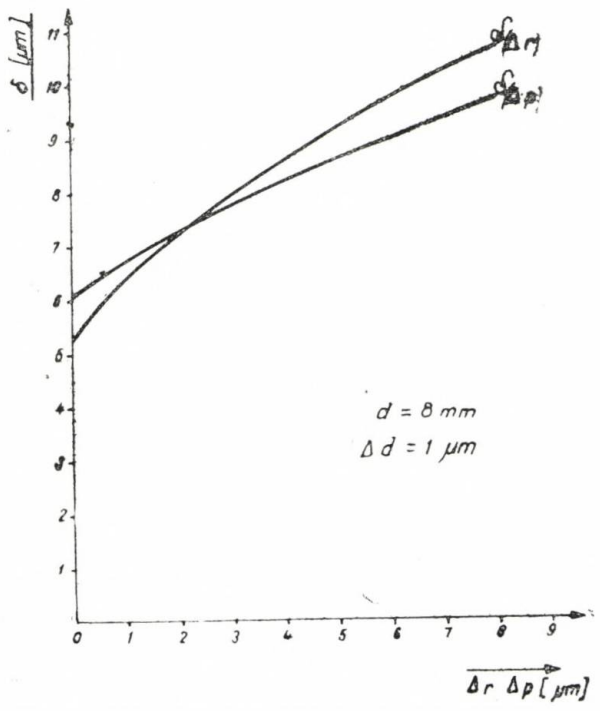


Fig. 5 Variația deplasărilor relative sanie-ghidaj datorată abaterilor de la rectilinitate și paralelism ale căilor de rulare.

Deplasarea reală pentru ambele situații de calcul includ și deformațiile elastice de contact dintre bile și suprafețele ghidajelor.

Din analiza valorilor consemnate în tabelele 2 și 3, se constată că abaterile de la rectilinitate și paralelism ale suprafețelor de ghidare influențează sensibil deplasările relative dintre sanie și ghidaj.

Limitele de variație ale abaterilor $\triangle r$, $\triangle p$ și $\triangle d$ consemnate în figurile 3 și 4, au fost stabilite avînd în vedere valorile relativ mari ce rezultă pentru deplasarea totală dintre sanie și ghidaj. Aceasta influențează direct precizia de prelucrare.

Pentru ca abaterile de la paralelismul suprafețelor aceluiași ghidaj să se înscrie în valoarea prescrisă, unghiul de 90° dintre aceste suprafețe se prevede cu abaterea de $\pm$ 1,5'.

Aceste cîteva observații sînt utile în faza de proiectare și de control a elementelor ce compun ghidajul precum și în faza de recepție a ansamblului cuplului cinematic și al mașinii. Tot în faza de proiectare se prescriu și condițiile referitoare la calitatea și starea suprafețelor căilor de rulare și a celor de așezare.

Prescrierea pe desen a calității suprafețelor se face în concordanță cu rolul funcțional al fiecărei suprafețe și în conformitate cu **STAS 5730—75**.

Starea suprafețelor presupune în principal stabilirea durității suprafețelor căilor de rulare. Pentru aceste suprafețe se indică o duritate HR C 62$\pm$2 asigurată printr-un tratament termic de călire, adecvat materialelor din care se execută elementele ce formează căile de rulare.

În **concluzie,** pentru asigurarea preciziei mașinii-unelte, la proiectarea și execuția cuplurilor cinematice sanie-ghidaj cu bile, condițiile tehnice impuse trebuie respectate cu strictețe. Acestea se referă în mod deosebit la toleranțele dimensiunilor, cotelor funcționale și de legătură ale elementelor cuplului cinematic, la abateri de la rectilinitate și paralelism ale suprafețelor de rulare, la calitatea și duritatea acestora.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E., Moraru, V., Minciu, C., Ispas, C.:* Organologia și precizia mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1978.

[2] * * *: Detali i mehanizmî metallorejuşcih stankov. Moskva, Maşinostroenie, 1972.

CZ : 621.643

Studiu asupra formării undelor staționare și influența lor asupra zgomotului sistemelor hidraulice

Prof. dr. ing. Aurel **OPREAN** — Institutul Politehnic — București
Ing. Sergiu **MEDAR** — ICSITMUAMFS „Titan" București

Generalități

Generatoarele hidraulice (pompele) utilizate în instalațiile hidrostatice ale mașinilor-unelte sînt diferite de celelalte tipuri de pompe folosite în hidroameliorații hidrotehnică sau alte tipuri de instalații hidraulice. Pompele din instalațiile hidraulice ale mașinilor-unelte se caracterizează prin aceea că realizează debite mici la presiuni ridicate în condițiile unui gabarit redus și randament energetic ridicat.

Principiul de funcționare al acestor pompe se bazează pe transportul unor cantități restante de fluid între două camere distincte : camera de aspirație și camera de refulare. În felul acesta la ieșirea pompei se obține un anumit debit la o anumită presiune datorită specificului de funcționare al pompei debitul refulat nu este constant ci este un debit pulsatoriu. Bineînțeles că odată cu pulsațiile de debit apar și pulsații de presiune.

Pulsațiile se transmit în interiorul fluidului din instalația hidraulică sub formă de unde. Viteza cu care se deplasează aceste unde este egală cu viteza sunetului, undele formate fiind de fapt unde acustice generate de pompe.

Apare deci atît necesitatea studierii pompelor hidraulice ca principal generator de unde acustice în sistemele hidraulice deci principală sursă de zgomot cît și necesitatea studierii modului în care acest zgomot se transmite în instalația hidraulică.

Zgomotul generat de către instalațiile hidraulice în general este alcătuit din :

— zgomotul transmis în fluid ;
— zgomotul transmis în structură ;
— zgomotul transmis în aer.

Zgomotul transmis în aer este zgomotul care „se aude" și care are efecte nocive cunoscute asupra organismului uman și mai ales asupra randamentului și atenției operatorului. Zgomotul care „se aude" este rezultatul zgomotului generat în fluid și în structură.

Zgomotul transmis în structură este rezultatul vibrațiilor datorită excentricității statice sau neechilibrărilor dinamice ale corpurilor aflate în mișcare de rotație, accelerațiilor de translație, nealinierilor, variației de sarcină, jocurilor prea mari în ajustaje, uzurii lagărelor de rostogolire, etc.

Zgomotul generat în fluid produce vibrația conductelor, vibrația elementelor de legătură, susținere, etc. vibrații și zgomote în supape, fenomene de cavitație, fenomene de deplasare neuniformă în motoarele hidraulice rotative sau liniare, uzura prematură a elementelor hidraulice, intensificarea contaminării mediului hidraulic și multe alte deficiențe ce apar în instalațiile hidraulice.

O analiză atentă a cauzelor apariției zgomotului în fluid și a modului de transmitere a sa în conducte ar putea duce la găsirea unor metode eficiente de reducere a sa și deci de eliminare a unora din cauzele care duc la reducerea performanțelor unei instalații hidraulice sau chiar a scoaterii sale din funcție.

Lucrarea de față își propune să trateze cîteva aspecte referitoare la zgomotul transmis în mediul hidraulic al sistemului hidrostatic.

Procesul de formare a undelor acustice

Debitul de fluid refulat de pompele hidrostatice cu pistonașe, cu palete sau cu roți dințate este format dintr-o serie de debite elementare, deci în final un debit pulsatoriu. Variațiile de debit de la o valoare nominală Q_s pot fi studiate ca variații sinusoidale. În acest fel debitul poate fi scris ca o dezvoltare în serie Fourier, în care frecvența fundamentală este frecvența pompei cu pistonașe, palete sau roți dințate.

Fiecare armonică se poate considera ca un vector cu amplitudinea și faza sa. De exemplu, pentru armonica de ordinul r se poate scrie :

$$|Q_r| e^{j \cdot \omega_r \cdot t} = |Q_r| (\cos \omega_r t \cdot j \sin \omega_r t) \quad (1)$$

Pulsațiile de debit și de presiune din instalație nu sînt identice cu cele măsurate la ieșirea pompei. Aceasta datorită pe de o

parte scurgerilor, elasticității unor elemente și accelerațiilor, acestea fiind specifice pompei și pe de altă parte datorită efectelor sistemului hidraulic. Pentru a studia influența fiecăreia din cele două categorii de efecte asupra zgomotului din fluid este necesară

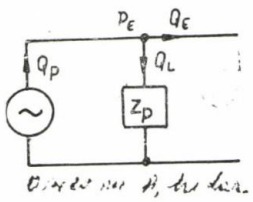


Fig. 1 Analogia electrohidraulică pentru pompă.

separarea lor, lucru destul de dificil de realizat. Pentru aceasta se poate folosi un circuit echivalent (fig. 1).

În acest circuit pulsațiile de debit Q_E la intrarea în sistem sînt date de diferența dintre vectorul Q_P, care reprezintă pulsațiile de debit ale pompei, și vectorul Q_S, care reprezintă pulsațiile de debit de scurgere prin drenă. Prin analogie electrohidraulică se poate introduce conceptul de impedanță a sursei Z_P. În felul acesta se poate exprima debitul de scurgere Q_S în funcție de presiunea de intrare a fluidului în sistem si impedanța internă a pompei Z_P:

$$Q_S = \frac{P_E}{Z_P} \tag{2}$$

Pulsațiile de debit, presiune cît și impedanța sînt vectori avînd o amplitudine și fază care variază cu frecvența.

Debitul generat în sistem va fi de forma :

$$Q_E = Q_P - \frac{P_E}{Z_P} \tag{3}$$

Transmiterea pulsațiilor de debit și presiune în sistem poate fi studiată pe baza teoriei propagării unei plane unidimensionale aplicată la conductele hidraulice.

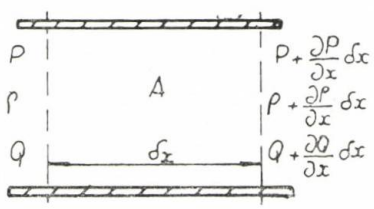


Fig. 2 Solicitările unui element elastic de volum.

Se consideră o conductă străbătută de o undă plană unidimensională (fig. 2). Pe baza ecuației de continuitate :

$$-\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{A}{E_v}\cdot\frac{\partial P}{\partial t} \tag{4}$$

și a echilibrului de forțe pe elementul de volum :

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = QR + \frac{P}{A}\frac{\partial Q}{\partial t}, \tag{5}$$

se obțin ecuațiile undei :

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} = \gamma^2 Q, \tag{6}$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \gamma^2 P, \tag{7}$$

unde constanta de propagare este de forma :

$$\gamma = \left[\frac{A}{E_v}s\left(R + \frac{P}{A}s\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{8}$$

Soluția generală a ecuațiilor este :

$$P = Fe^{-\gamma x} + He^{\gamma x} \tag{9}$$

$$Q = \frac{1}{z_0}\left[Fe^{-\gamma x} - He^{\gamma x}\right] \tag{10}$$

unde impedanța caracteristică a liniei este :

$$z_0 = \left[\frac{R + \frac{P}{A}s}{\frac{A}{E_v}s}\right] \tag{11}$$

iar constantele F și H pot fi calculate pentru cazurile particulare ale sistemului.

În cazul în care se consideră o linie fără pierderi se pot face următoarele simplificări :

$$\gamma = s\left[\frac{P}{E_v}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{12}$$

$$z_0 = \left[\frac{PE_v}{A^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{13}$$

În acest fel termenul $Fe^{-\gamma x}$ devine :

$$Fe^{-s\left(\frac{P}{E_v}\right)^{\frac{1}{2}}\cdot x} \tag{15}$$

care reprezintă de fapt o întîrziere care crește cu distanța x de la sursă, de-a lungul liniei. Cu alte cuvinte, orice semnal perturbator se va propaga de-a lungul liniei cu viteza undei :

$$c = \left[\frac{E_v}{P}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{16}$$

În mod similar termenul $He^{\gamma x}$ reprezintă o întîrziere care crește cu micșorarea distanței x de la sursă, de-a lungul liniei. În acest fel, în conductă, pulsațiile de debit și

de presiune care se propagă în ambele sensuri sub forma undei incidente și reflectate, produc un sistem de unde staționare. Unda incidentă și cea reflectată depind de mărimea lui F și H.

Se poate considera un sistem ideal (figura 3). După conductă la ieșirea pompei se poate monta o supapă, un distribuitor, un

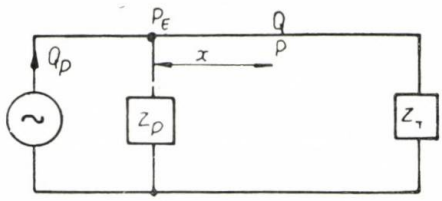


Fig. 3 Analogia electrohidraulică pompă-linie-terminație.

drosel sau un motor hidraulic. Considerînd un singur element, acesta va avea o impedantă Z_T rezultată din raportul vectorilor P_T și Q_T, pulsațiile de presiune respectiv de debit.

$$Z_T = \frac{P_T}{Q_T}$$

În general Z_T nu este în fază cu P_T sau Q_T. Dacă se consideră o rezistență pură (de ex. un restrictor), atunci acești vectori vor avea aceeași fază.

Pe baza relațiilor de mai sus, pentru acest sistem se poate scrie :

— la nivelul sursei, unde x=0

$$Q_P = \frac{1}{Z_0}(F - H) + \frac{1}{Z_P}(F + H) \qquad (18)$$

— la terminație unde x=1

$$Z_T = \frac{P_T}{Q_T} = Z_0 \frac{Fe^{-\gamma l} + He^{\gamma l}}{Fe^{-\gamma l} - He^{\gamma l}} \qquad (19)$$

Se poate scrie :

$$\rho_T = \frac{Z_T - Z_0}{Z_T + Z_0} \qquad (20)$$

$$F = \frac{P_E e^{2\gamma l}}{\rho_T + e^{2\gamma l}} \qquad (21)$$

$$H = \frac{P_E \rho_T}{\rho_T + e^{2\gamma l}} \qquad (22)$$

Substituind aceste valori în ecuațiile (9) și (10) se obține :

$$P = P_E \frac{e^{-\gamma x} + \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 + \rho_T e^{-2\gamma l}} \qquad (23)$$

$$Q = \frac{P_E}{Z_0} \cdot \frac{e^{-\gamma x} - \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 + \rho_T e^{-2\gamma l}} \qquad (24)$$

Termenul $e^{-\gamma x}$ reprezintă unda care se propagă de la pompă spre terminație, iar termenul $e^{-\gamma(2l-x)}$ reprezintă unda care se propagă în sens invers, de la terminație spre pompă. Factorul de reflexie, ρ_T dă o imagine asupra raportului dintre unda incidentă și cea reflectată atît sub aspectul amplitudinii cît și cel al fazei. Dacă se ține cont și de factorul de reflexie al pompei :

$$\rho_P = \frac{Z_P - Z_0}{Z_P + Z_0} \qquad (25)$$

atunci ecuațiile (23) și (24) devin :

$$P = \frac{Q_P Z_0}{1 + \frac{Z_0}{Z_P}} \cdot \frac{e^{-\gamma x} + \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 - \rho_T \rho_P e^{-2\gamma l}} \qquad (26)$$

$$Q = \frac{Q_P}{1 + \frac{Z_0}{Z_P}} \cdot \frac{e^{-\gamma x} - \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 - \rho_T \rho_P e^{-2\gamma l}} \qquad (27)$$

Constanta de propagare γ poate fi scrisă sub forma :

$$\gamma = \alpha + j\omega/c, \qquad (28)$$

unde α reprezintă atenuarea undei în lungul conductei datorită frecării cu pereții, iar ω/c reprezintă schimbările de fază de-a lungul conductei (figura 4).

În forma ei finală ecuația (26) devine :

$$P = \frac{Q_P Z_0}{1 + \frac{Z_0}{Z_P}} \cdot \qquad (29)$$

$$\cdot \frac{e^{-\alpha x} \cdot e^{-j\omega x/c} + \rho_T e^{-\alpha(l-x)} \cdot e^{-j\omega/c(2l-x)}}{1 - \rho_T \cdot \rho_P \cdot e^{-2\alpha l} \cdot e^{-j2\omega l/c}}$$

Sensul fizic al acestei ecuații rezultă din analiza termenilor ei, după cum urmează : debitul Q_P poate fi ales din dezvoltarea în serie Fourier a pulsațiilor de debit ale pompei ; ω este frecvența sa în rad/sec. Lungimea de undă este $2\pi c/\omega$. Amplitudinea și faza undei incidente de presiune depind nu numai de Q_P dar și de impedanța pompei Z_P și de impedanța liniei Z_0. Astfel, unda incidentă va avea forma :

$$P_E = \frac{Q_P Z_0}{1 + \frac{Z_0}{Z_P}} \qquad (30)$$

Paranteza de la numărător arată că există unde sinusoidale distincte care traversează conducta de-a lungul ei, fiecare avînd o frecvență proprie. Termenul $e^{-\alpha x} \cdot e^{-j\omega x/c}$ reprezintă unda incidentă care scade în amplitudine cu creșterea distanței, iar întîrzierea de fază crește funcție de același parametru. Cel de-al doilea termen $\rho_T e^{-\alpha(2l-x)} \cdot e^{-j\omega/c(2l-x)}$ reprezintă unda reflectată. Amplitudinea și faza ei depind de coeficientul de reflexie ρ_T. Acesta este la rîndul lui dependent de felul terminației. Deci presiunea în oricare punct al conductei va fi o sumă de unde incidente

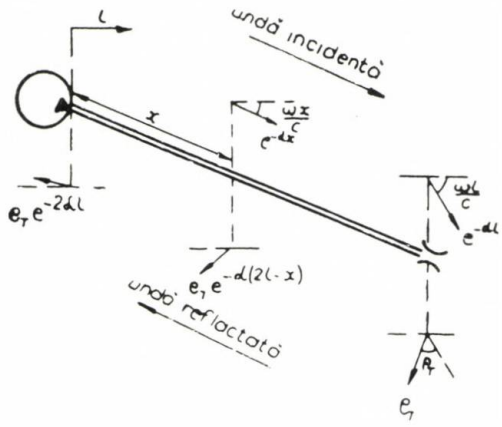


Fig. 4 Formarea undelor staționare într-o conductă hidraulică.

și reflectate, deci un sistem de unde staționare cu noduri și ventre. Cînd unda reflectată atinge pompa, ea se reflectă din nou în sensul undei incidente. Acest fenomen este exprimat prin cel de-al doilea termen al ecuației de la numitor.

Impedanța terminației poate varia între 0 și ∞, Pentru o conductă cu o terminație anecoidă, impedanța terminației va fi 0. Pentru o conductă complet închisă, impedanța terminației va fi $Z_T = \infty$. Uneori, pentru simplificarea calculelor, se poate considera impedanța pompei $Z_P = \infty$ și rezultă un coeficient de reflexie al terminației egal cu ± 1 și un coeficient de reflexie al sursei egal cu $+1$. Aceste simplificări sînt însă neconforme cu realitatea chiar în condiții de laborator și de multe ori ele duc la rezultate cu totul eronate.

Impedanța liniei, în cazul în care nu se ține seama de frecare, va fi de forma :

$$Z_0 = \frac{1}{A}(\rho \cdot E_v)^{\frac{1}{2}} \qquad (31)$$

Coeficientul de elasticitate volumică E_v al conductei pline cu fluid poate fi scris sub forma :

$$\frac{1}{E_v} = \frac{1}{E_{v_0}} + \frac{d}{E \cdot h}. \qquad (32)$$

Rezultă deci că impedanța liniei poate fi redusă prin creșterea ariei secțiunii și prin utilizarea de conducte flexibile.

Concluzii

Analiza fenomenelor de propagare a undelor în conductele hidraulice permite reducerea zgomotului produs în fluid deci și a zgomotului în structură sau în aer. A fost studiată influența diverșilor parametri asupra modului de propagare a undelor acustice în mediul hidraulic. Pe baza acestei analize se pot trage următoarele concluzii :

— pulsațiile de debit Q_P pot fi reduse printr-o proiectare adecvată a pompei. Aceste pulsații sînt funcție de presiunea de refulare, viteza de rotație și debitul refulat. Cu cît viteza de rotație a pompei va fi mai mică, zgomotul din fluid va fi mai mic ;

— pentru reducerea zgomotului din fluid, impedanța liniei Z_0 trebuie să fie redusă la minimum. Utilizarea unei conducte flexibile crește coeficientul de elasticitate volumic deci reduce impedanța Z_0 a liniei ;

— Dacă se poate reduce impedanța internă Z_P a pompei sub impedanța Z_0 a liniei se va putea obține o reducere consistentă a zgomotului în fluid ;

— atît pulsațiile de debit Q_P cît și impedanța pompei Z_P sînt dependente de frecvență. Lungimea de undă a acestor pulsații este dată de relația :

$$\lambda = \frac{2\pi}{\omega}\left(\frac{E_v}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad (33)$$

Deci, lungimea de undă și ea dependentă de frecvența dată de pistonașele sau dinții pompei. Pentru a se evita fenomenul de rezonanță acustică în conducte este deci necesar ca lungimea lor să nu fie un submultiplu al acestei lungimi de undă ;

— amplitudinea undelor staționare care se formează în conductă poate fi micșorată prin acordarea corespunzătoare a impedanțelor liniei și terminației.

NOTAȚII

A — aria conductei ;
E_v — coeficientul de elasticitate volumică a conductei pline cu fluid ;
E_{v_0} — coeficientul de elasticitate volumică al mediului hidraulic ;
c — viteza sunetului ;
d — diametrul conductei ;
E — modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată conducta ;
F — constantă ;
H — constantă ;
h — grosimea peretelui conductei ;
l — lungimea conductei ;
p — presiunea ;
P_E — presiunea la intrarea în conductă ;
$\mathbf{Q}$ — debitul ;

Q_P — debitul pompei ;
R — rezistența liniei ;
s — operatorul Laplace ;
t — timpul ;
x — distanța de-a lungul liniei de pompă ;
Z — impedanța ;
Z_0 — impedanța caracteristică a liniei ;
Z_P — impedanța pompei ;
Z_T — impedanța terminației ;
α — coeficientul de atenuare ;
γ — constanta de propagare ;
λ — lungimea de undă ;
ρ — densitatea fluidului ;
ϱ_P — coeficientul de reflexie al pompei ;
ϱ_T — coeficientul de reflexie al terminației ;
ω — frecvența armonicei care se ia în considerație.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oprean, A., Marin, V., Dorin, A.:* Acționări hidraulice. Editura Tehnică București.
[2] *Oprean, A.:* Hidraulica mașinilor unelte. Editura Tehnică București.
[3] *Mc. Burnett, J. R.:* Measurement of Fluid Power Component Noise — Fifth Annual Basic Fluid Power Research Conference 1971.
[4] *Johnson, J. L.:* Introductary Concepts of Standink Wavs Generation in Hydraulic Systems — F P I Technical Report 1977.
[5] *Maroney, G. B.:* An Analysis of Four Methods for Measuring Pump Fluidborne Noise Generation Potential — National Conference of Fluid Power — 1977.
[6] *Beranek, L. L.:* Noise and Vibration Control. Mc Grew-Hill Bock Company 1971.
[7] * * *: Handbook of Noise Vibration Control. Treade and Technical Press Ltd.

CZ : 621.646.2 : 621.65

Determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor cu închidere inversă

Prof. dr. ing. Aurel **OPREAN**, ing. Ion **MOISE** — Institutul Politehnic — București

Exigențele actuale ale progresului tehnic în domeniul acționărilor hidraulice, impun continua perfecționare constructivă și funcțională a elementelor componente ale acestor sisteme, în vederea creșterii performanțelor lor statice și dinamice. Pe această linie se înscrie apariția în străinătate, precum și la noi în țară, a unor supape de presiune cu mai multe trepte de rezistență, sau cum li se mai spune, cu închidere inversă (fig. 1).

Determinarea caracteristicii hidraulice a acestor supape constă, de fapt, în stabilirea funcției $\Delta p = f(Q)$, deci a variației presiunii cu debitul.

Determinarea pierderilor de presiune locale Δp în fanta tronconică (fig. 2) se poate face în mai multe moduri. Pentru simplificarea calculelor se poate înlocui generatoarea h' a trunchiului de con (fig. 2) care formează fanta activă cu generatoarea unui cilindru h (fig. 3), deci, se poate astfel considera un sistem de curgere printr-o fantă frontală circulară.

În acest caz, pentru determinarea pierderilor de presiune în fanta circulară frontală, se pot utiliza ecuațiile generale de mișcare și continuitate ale lui Navier-Stokes, care în notație vectorială, pentru lichide necompresibile, curgere laminară și vîscozitate constantă, se pot scrie sub forma :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{v}\,(\operatorname{grad} \bar{v}) &= \nu(\operatorname{div}.\ \operatorname{grad}\ \bar{v}) - \frac{1}{\rho}\operatorname{grad} p \\ \operatorname{div}\ \bar{v} &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

În coordonate cilindrice ecuațiile de mișcare și continuitate din relația (1) se pot transcrie după cum urmează :

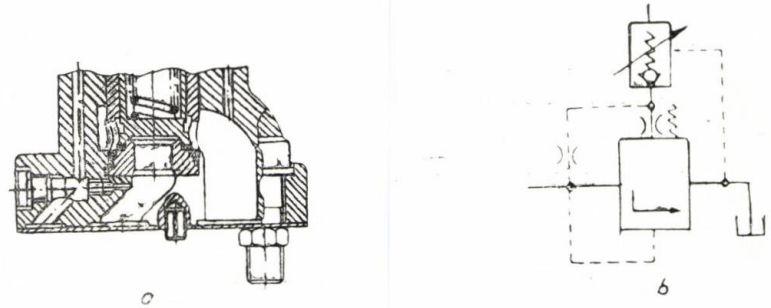


Fig. 1

$$\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\varphi^2}{r} =$$

$$= \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \right.$$

$$\left. - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{v_r}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \qquad (2)$$

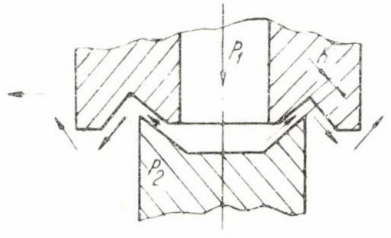


Fig. 2

$$\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{v_r v_\varphi}{r} =$$

$$= \nu \left(\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \right.$$

$$\left. + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \qquad (3)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \qquad (4)$$

$$= \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0 \qquad (5)$$

Conform figurilor 2 și 3, pentru determinarea pierderii de presiune locală $\Delta p = p_1 - p_2$ în fanta frontală h, se vor pune condițiile la limită :

$v_z = 0$; $v_r = v(r, z)$ și $v_\varphi = 0$, după care prin înlocuire în relațiile 2, 3, 4 și 5 se obține :

(6)

$$v \frac{\partial v}{\partial r} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$$

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0 \qquad (7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \qquad (8)$$

$$\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \qquad (9)$$

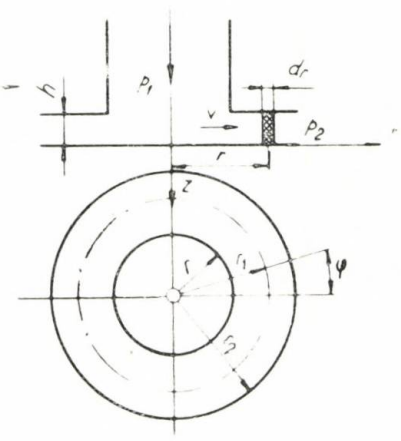


Fig. 3

Avînd în vedere că ecuația (9) se poate pune și sub forma : $\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} = 0$ precum și faptul că $v \frac{\partial v}{\partial r} \ll \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$, rezultă, prin înlocuirea acestor date în ecuația (6), următoarele :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \qquad (10)$$

Integrînd ecuația (10) după z, rezultă expresia vitezei, sub forma :

$$v = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} z^2 + C_1 z + C_2 \qquad (11)$$

sau punînd condițiile la limită : $v = 0$ pentru $z = 0$ și $z = h$, se obține :

$$v = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} (z^2 - hz) \qquad (12)$$

Considerăm că debitul prin fanta h are expresia : $Q = 2\pi r h \cdot v_{med}$, iar viteza medie v_{med}, avînd în vedere teorema valorilor medii din calculul integral (fig. 4), precum și relația (12), are expresia :

$$v_{med} = \frac{1}{h} \int_0^h v \, dz = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} \frac{1}{h} \int_0^h (z^2 - hz) \, dz =$$

$$= - \frac{h^2}{12\eta} \frac{dp}{dr} \qquad (13)$$

deci

$$Q = 2\pi r h v_{med} = -\frac{\pi r}{6\eta} h^3 \frac{dp}{dr} \qquad (14)$$

de unde :

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\eta Q}{\pi r h^3} \qquad (15)$$

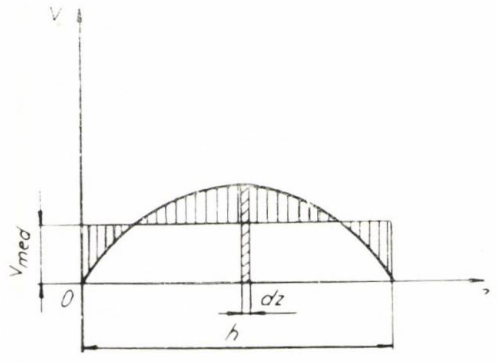


Fig. 4

sau integrînd după r se obține :

$$p = -\frac{6\eta}{\pi h^3} \ln r + C_3 \qquad (16)$$

Avînd în vedere condițiile la limită : $p = p_1$ la $r = r_1$ și $p = p_2$ la $r = r_2$ se obține în final :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{6\eta Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r_1} = R_h Q \qquad (17)$$

în care $R_h = \frac{6\eta}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r_1}$ reprezintă coeficientul de rezistență hidraulică.

Se constată că relația (17) corespunde relației lui Ohm utilizată din analogia electrohidraulică, în consecință, avînd în vedere existența a trei inflexiuni, și deci, a trei trepte de rezistență (conf. fig. 2) se poate aplica legea lui Ohm pentru un circuit hidraulic legat în serie și regim de curgere laminară :

(18)

$$\Delta p = Q(R_1 + R_2 + \cdots + R_n) = Q \sum_{i=1}^{n} R_i$$

Admițînd ipoteza simplificatoare că $R_1 = R_2 = R_3$ și deci $\Sigma R_i = 3 R_h$, ceea ce, desigur, introduce unele erori, se obține în final :

$$\Delta p = \frac{18\eta Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r_1} \qquad (19)$$

În cazul unui regim de curgere turbulentă, adică în cazul unor debite mari, relația (20) devine :

$$\Delta p = Q^2 \sum_{i=1}^{n} R_i \qquad (20)$$

sau,

$$\Delta p = \frac{18\eta}{\pi h^3} \ln \frac{r_2}{r_1} Q^2 \qquad (21)$$

Relația (21) exprimă mai fidel dependența pierderii de presiune de pătratul debitului avînd în vedere atît legea lui Ohm aplicată curgerii turbulente prin rezistențe hidraulice înseriate cît și legea lui Bernoulli pentru determinarea pierderilor locale de presiune :

$$\Delta p = \xi \frac{\gamma}{2g} v^2 \qquad (22)$$

în care prin înlocuirea lui $v = \frac{Q}{s}$ se ajunge tot la o funcție : $\Delta p = f(Q^2)$.

Facem însă mențiunea că în domeniul vitezelor mici de curgere, deci la debite mici, regimul de curgere prin supapă este laminar, deci în conformitate cu relația (19), adică cu o variație a presiunii proporțională cu debitul.

În consecință caracteristica hidraulică de curgere prin supapă poate fi reprezentată ca în figura 5, rezultînd că în domeniul debite-

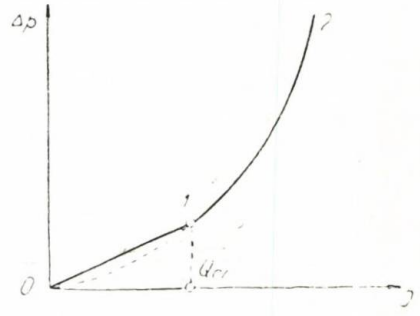


Fig. 5

lor mici legea de curgere este liniară (după coarda $\overline{01}$) în regim de curgere laminară, iar în regim de curgere turbulentă, după o lege parabolică (arcul $\overset{\frown}{12}$). De menționat că legea parabolică de curgere are în practică cea mai mare frecvență de utilizare.

Pe baza relației (21) și a datelor constructive ale unei supape cu $DN = 20$ din familia de supape cu închidere inversă, tipizate la noi în țară, s-a construit caracteristica hidraulică :

$$p = f(Q) \qquad (23)$$

caracteristică (fig. 6) ce a fost confirmată și de datele de catalog, precum și de unele încercări experimentale.

Din analiza calculelor efectuate precum și a diagramei din figura 6 se pot trage următoarele **concluzii :**

1) metoda analitică de calcul utilizată pentru determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor cu închidere inversă combinată cu analogia electrohidraulică, permite determinarea cu ușurință a legii de variație a presiunii cu debitul ;

2) ipoteza teoretică privind schimbarea regimului de curgere și deci și a legii de variație a funcției $p=f(Q)$, după atingerea unei anumite valori critice Q_{cr} (fig. 5), este confirmată, în sensul că pentru debite mici ($\approx$ 30 l/min) adică pentru un domeniu de 1/3 din debitul nominal (segmentul $\overline{OA}$) variația presiunii este liniară, după care curba (arcul $\overset{\frown}{AB}$) are un vădit caracter parabolic (fig. 6). Q_{cr} se află în în vecinătatea graniței dintre cele două regimuri de curgere ;

3) pentru tipul de supapă analizată, considerată pentru un debit nominal de 100 l/min, și o presiune de 100 daN/cm² pierderea de presiune locală la debitul maxim reprezintă sub 20%, ceea ce concordă cu datele de catalog. Pierderea de presiune calculată peste limita capacității de funcționare (porțiunea BC) este marcată de o creștere rapidă cu debitul, ceea ce indică clar necesitatea trecerii la o altă tipodimensiune.

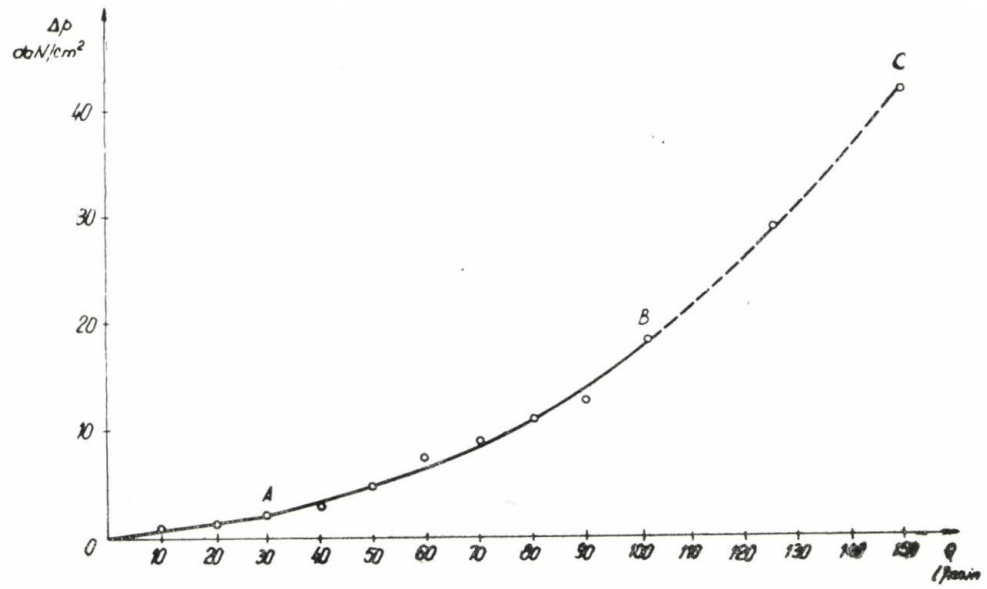


Fig. 6

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: I.P.C.T.C.M., Catalog de elemente hidraulice tipizate, București 1974.

[2] *Oprean, A.:* Hidraulica mașinilor-unelte. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1977.

[3] *Moise, I.:* Contribuții la determinarea teoretică și experimentală a pierderilor de presiune locală în sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte. Teză de doctorat, I.P.B. București, 1979.

CZ : 621.9 : 621.88

Sisteme de recirculare a bilelor la șuruburile cu bile utilizate în construcția de mașini-unelte

Ing. Valeriu **PURICE**, dr. ing. Leontin **CIGAN** — ICSITMUAMFS „Titan" — București

Introducere

Dezvoltarea construcției de mașini-unelte automate și cu comandă după program a impus utilizarea unor organe de mașini și ansambluri cu caracteristici tehnice de precizie tot mai ridicate, capabile să micșoreze coeficienții de frecare, și puterea necesară acționării, și să asigure creșterea considerabilă a randamentului, organe și ansambluri care să aibe o durată mare de funcționare în condițiile unui efort minim de întreținere.

În categoria organelor de mașini cu un rol important în buna funcționare a mașini-

lor-unelte cu comandă program o importanță deosebită o au șuruburile cu bile. Acestea sînt organe de mașini care au intercalate între filetul șurubului și al piuliței unul sau mai multe circuite de bile și sînt destinate transformării mișcării de rotație în mișcare de translație și invers, în condițiile asigurării unui randament mare al transmisiei prin înlocuirea frecării de alunecare cu frecarea de rostogolire.

Pentru asigurarea unui circuit continuu de bile în interiorul piuliței, bilele sînt recirculate (de pe o spiră pe altă vecină sau peste mai multe spire) cu ajutorul unor piese de recirculare de forme ori construcții diferite.

După caracterul transmiterii mișcării, șuruburile cu elemente de rulare pot transforma [1]:

a) mișcarea de translație a piuliței în mișcare de rotație a șurubului (fig. 1. a);
b) mișcarea de translație a șurubului în mișcarea de rotație a piuliței (fig. 1. b);
c) mișcarea de rotație a șurubului în mișcarea de translație a piuliței (fig. 1. c);
d) mișcarea de rotație a piuliței în mișcarea de avans a șurubului (fig. 1. d).

Pentru asigurarea unei precizii ridicate de deplasare, a unei rigidități de contact corespunzătoare celei impuse prin construcția ma-

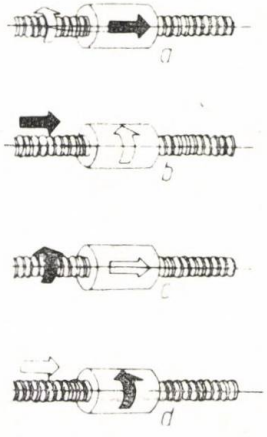


Fig. 1 Transformarea mișcării la șuruburile cu bile. a — translația piuliței în rotația șurubului ; b — translația șurubului în rotația piuliței ; c — rotația șurubului în translația piuliței ; d — rotația piuliței în translația șurubului.

șinii-unelte la care se utilizează, ansamblul șurub piuliță, la majoritatea aplicațiilor, este compus din două piulițe pretensionate în carcase de forme diferite, iar profilul căii de rulare din șurub și piuliță are formă de semicerc sau ovigă. În general contactul bilelor cu calea de rulare din piuliță și șurub se realizează la un unghi de 45—60°, numărul bilelor care rulează depinzînd de sarcina axială, durata de viață și rigiditatea impusă mașinii.

Sisteme de recirculare a bilelor utilizate în construcția șuruburilor cu bile

Recirculare între două spire alăturate. Cea mai răspîndită variantă constructivă de piesă de recirculare [2] este de formă paralelipipedică rotunjită la capete, montată în locașuri frezate în piuliță ca în figura 2, care unește două spire vecine ale piuliței prin intermediul unui canal în formă de „S".

Adîncimea canalului „S" urmărește profilul șurubului, bilele trecînd de pe o cale de rulare pe alta peste vîrful filetului șurubului. Prin așezarea piesei de recirculare în piuliță la un unghi de înclinare corespunzător, se asigură o circulație fluentă a bilelor (cu o frecare de alunecare între bile — minimă). Pentru ca bilele la intrarea și ieșirea în piesă de recirculare să fie conduse fără efort, se asigură un joc între bile și canalul semicircular din piesă. Numărul pieselor de recirculare, cît și așezarea relativă a lor depind de numărul de circuite impus, de forța axială pe care trebuie să o transmită șurubul cu bile.

O variantă constructivă diferită de cea prezentată în figura 2, este prezentată în figura 3, unde calea de rulare în piesa de re-

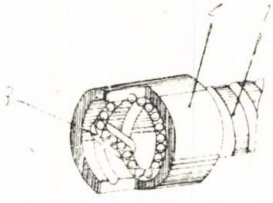


Fig. 2 Sistem de recirculare a bilelor cu piesă de formă paralelipipedică.
1 — șurub ; 2 — piuliță ; 3 — piesă de recirculare.

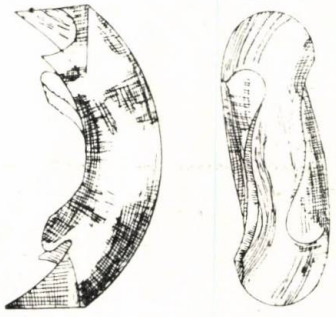


Fig. 3 Piesă de recirculare a bilelor din tablă profilată.

circulare este realizată din tablă profilată peste care se aplică adeziv în locașurile frezate în piuliță.

O altă variantă constructivă de piesă [3] de recirculare similară este cea prezentată în figura 4. Această variantă are în partea din interiorul piuliței un canal de recirculare similar cu cel descris în figura 2, avînd la

partea din exterior o porțiune în formă de cilindru, care se așează la unghiul de înclinare dorit cu ajutorul unor elemente elastice care pătrund în degajarea practicată pe

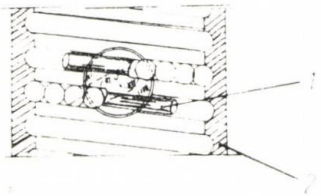


Fig. 4 Sistem de recirculare a bilelor cu piesă de formă cilindrică.
1 — șurub ; 2 — element elastic ; 3 — piuliță ; 4 — piesă de recirculare.

exteriorul piuliței și al piesei de recirculare. În acest mod, se realizează o piesă de recirculare mai complicată decît cea din figura 2, dar degajările frezate în piuliță, sînt cilindrice și mai ușor de executat.

În figura 5 este prezentată o soluție constructivă pentru piesa de recirculare [4], la care degajarea în piuliță este identică cu

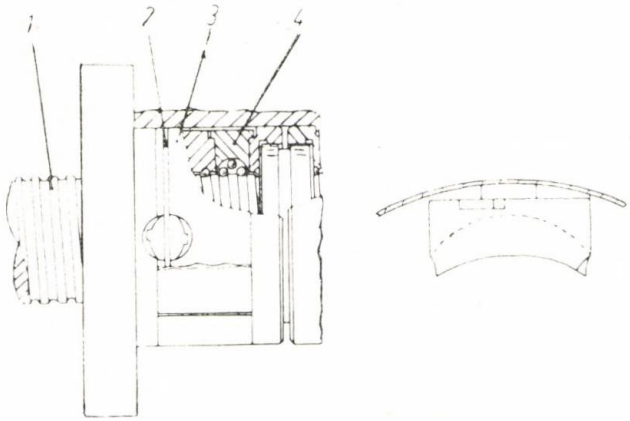


Fig. 5 Sistem de recirculare a bilelor cu piesă de recirculare ghidată pe filetul piuliței.
1 — piesă de recirculare ; 2 — piuliță.

varianta din figura 2, iar piesa de recirculare montată prin interiorul piuliței este ghidată de spira filetului piuliței la unghiul de înclinare corespunzător cu ajutorul unor proeminențe ale piesei de recirculare.

O piesă de recirculare de formă cilindrică cu canal de recirculare prin interiorul piuliței [5] (peste spira filetului șurubului) similară celor prezentate mai sus, este redată în figura 6. Pentru asigurarea înclinării necesare a canalului de recirculare a bilelor se utilizează două proeminențe cilindrice care urmăresc spira filetului din piuliță. Montajul pieselor se realizează prin interiorul piuliței.

În figura 7 este prezentată o variantă de piesă de recirculare cilindrică [6], mai simplă decît cea din figura 6, fiind realizabilă prin prelucrări mecanice. Profilul canalului

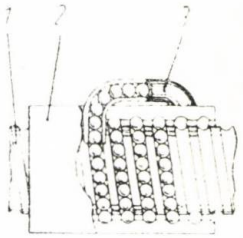


Fig. 6 Sistem de recirculare a bilelor cu piesă de recirculare cu proeminențe cilindrice.
1 — piesă de recirculare ; 2 — piuliță.

piesei de recirculare nu are formă semicirculară, iar adîncimea canalului de recirculare este asigurată cu ajutorul unor plăcuțe

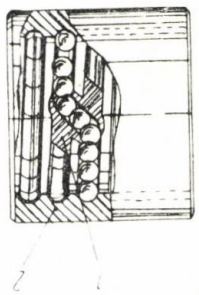


Fig. 7 Piesă de recirculare cilindrică.

montate într-o degajare practică în piesa de recirculare. Piesa se poate fixa la unghiul necesar prin rotire în timpul funcționării piuliței și apoi este blocată cu ajutorul unor adezivi.

Din cele arătate mai sus rezultă că modificările de ordin constructiv ale pieselor de recirculare au fost determinate de posibilitățile tehnologice de execuție ale producătorului.

Recirculare peste mai multe spire. Una dintre cele mai vechi variante constructive de piese de recirculare este realizată din una sau mai multe țevi montate în exteriorul piuliței (fig. 8) [7], [8], [9], fixate cu șuruburi de corpul acesteia, recirculînd bilele peste mai multe spire. Țevile trec prin corpul piuliței și culeg bilele cu un capăt al lor, apoi se readuc pe spira filetului prin celălalt capăt.

Varianta din figura 9 utilizează un sistem combinat format din țevi montate în corpul piuliței la intrarea și ieșirea bilelor de pe spira filetului și o placă în care este practicat un canal semicircular, ce unește cele două țevi [1].

O altă variantă de recirculare a bilelor prin exterior o constituie varianta [10] în care bilele sînt aduse de pe spira de la un capăt al piuliței, pe spira de la celălalt capăt

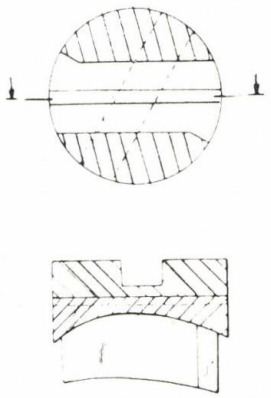


Fig. 8 Sistem de recirculare a bilelor cu piese de recirculare din țeavă.
1 — șurub ; 2 — piuliță ; 3 — piesă de recirculare.

al ei, direct, prin pana de fixare în carcasa ansamblului șurub — piuliță cu bile. Legătura între canalul semicircular din interiorul

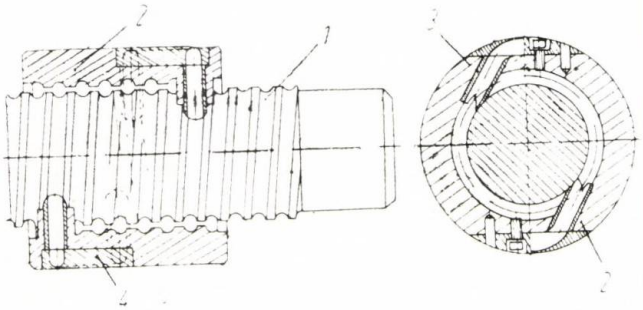


Fig. 9 Sistem de recirculare a bilelor prin țevi și plăci de legătură.
1 — șurub ; 2 — piuliță ; 3 — țeavă ; 4 — placă de legătură.

penei și spira filetului piuliței se realizează cu ajutorul unor țevi montate în corpul piuliței (fig. 10 a), sau a unor piese montate frontal pe piuliță (fig. 10 b).

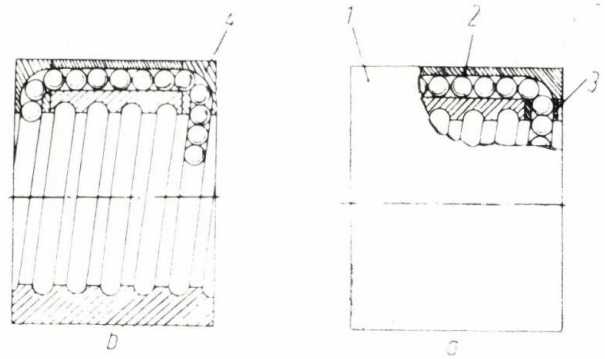


Fig. 10 Sistem de recirculare a bilelor prin pana de fixare a piuliței în carcasă.
1 — șurub ; 2 — piuliță ; 3 — piesă de recirculare. capăt.

Bilele pot fi recirculate și printr-o gaură practicată longitudinal în corpul piuliței [11], calea de rulare din piuliță fiind unită cu această gaură prin intermediul unor piese montate pe părțile frontale ale piuliței conform figurii 11.

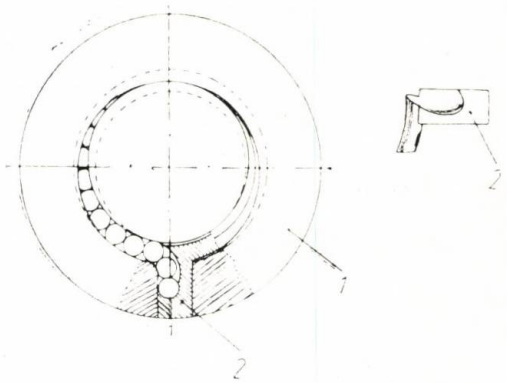


Fig. 11 Sistem de recirculare a bilelor prin corpul piuliței și piese de capăt.
1 — piuliță ; 2 — piesă de capăt

Variantele de recirculare [1] prezentate în figurile 12 și 13 se caracterizează prin existența unor piese de reîntoarcere a bile-

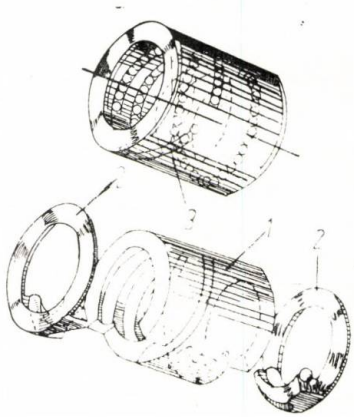


Fig. 12 Sistem de recirculare a bilelor prin piese montate frontal pe piuliță și canal elicoidal practicat pe piuliță.
1 — piuliță ; 2 — piesă de capăt ; 3 — canal elicoidal.

lor, montate frontal pe piuliță, căile de rulare din acestea prelungindu-se cu un canal elicoidal practicat pe piuliță (fig. 12), sau cu o gaură longitudinală practicată în corpul piuliței.

Avantajele și dezavantajele variantelor de recirculare prezentate

Variantele de recirculare a bilelor de pe o spiră pe alta vecină au avantajul că prin construcția lor dau posibilitatea realizării unor piulițe cu diametre exterioare foarte

mici. De asemenea, aceste variante sînt avantajoase atunci cînd piesele de recirculare sînt realizate prin turnare de precizie.

Ele prezintă dezavantajul că bilele nu acoperă în interiorul piuliței întreaga cale de rulare a acesteia (există porțiuni de filet fără bile între piesele de recirculare) rezul-

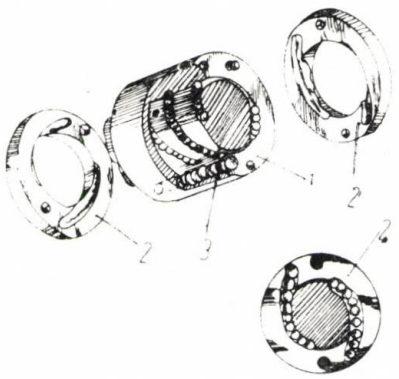


Fig. 13 Sistem de recirculare a bilelor prin găuri practicate în corpul piuliței și piese frontale.
1 — piuliță ; 2 — piesă frontală de recirculare ; 3 — canal longitudinal.

tînd o lungime mare a piuliței și deci o lungime mai mare a șurubului pentru asigurarea unei curse date.

Variantele de recirculare peste mai multe spire au avantajul că, acoperind întreaga cale de rulare a piuliței, asigură lungimi minime ale acesteia pentru solicitările axiale impuse. Recircularea peste mai multe spire are și avantajul că poate fi utilizată și în cazul șuruburilor cu mai multe începuturi, dar prezintă dezavantajul că duce la o creștere a diametrului exterior al piuliței.

Varianta românească de șurub cu bile

Varianta românească de șurub cu bile este caracterizată prin existența unor piese de recirculare care asigură recircularea bilelor de la un capăt la celălat al piuliței. Această variantă [12], utilizată la șuruburile cu bile fabricate în țară, este o soluție originală, brevetată, asigurînd o îmbinare a avantajelor soluțiilor prezentate mai sus, dar eliminînd dezavantajele acestor soluții. În această variantă tehnologia de execuție a pieselor de recirculare este mai simplă decît în construcțiile devenite clasice permițînd reducerea prețului de cost al ansamblului șurub-piuliță cu bile.

În figura 14 este redată construcția unui astfel de șurub cu bile [2], compus din următoarele elemente principale : șurub **1** pe care se montează una sau două piulițe **2** după cum ansamblul este fără sau cu prestrîngere. Bilele au un singur circuit pentru fiecare piuliță. Recircularea bilelor este asigurată de două piese de recirculare **3**, pe

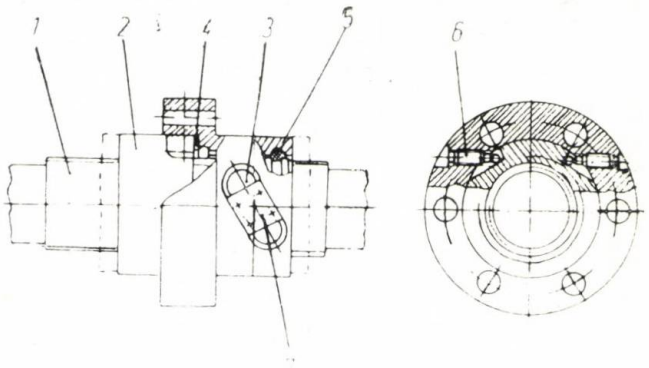


Fig. 14 Sistem de recirculare a bilelor realizat în R.S.R. și brevetat.
1 — șurub ; 2 — piuliță ; 3 — piesă de recirculare ; 4 — inel de reglare ; 5 — ștergător ; 6 — știft filetat ; 7 — placă de legătură.

care sînt executate canale elicoidale ce corespund cu canalul practicat în placa de legătură **7**.

În figura 15 este reprezentată forma corespunzătoare a piesei de recirculare utilizată la șuruburile cu bile realizate în România. Forma constructivă a piesei de recircu-

Fig. 15 Piesă de recirculare la șuruburile cu bile realizate în România după brevet.

lare silențioasă a bilelor asigurînd în același timp un montaj ușor și precis al lor. Asigurînd recircularea bilelor de la un capăt la celălalt al piuliței, această variantă constructivă asigură o capacitate dinamică ridicată la un gabarit redus al piuliței.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădăcină, N., Cigan, L.* : „Noi organe de mașini cu corpuri de rostogolire" — Sinteză documentară INID — 1973 (p. 7—35).
[2] * * * : Prospect ROTAX — Anglia.
[3] * * * : Brevet 2045496 — ROTAX — Anglia.
[4] * * * : Brevet 2208490 — Warner Electric
[4] * * * : Brevet 2208490 — Warner Electric Brake — U.S.A.
[5] * * * : Brevet 2249578 — LA TECHNIQUE INTEGRALE — Franța.
[6] * * * : Brevet 2155358 — R.F.G.
[7] * * * : Prospect Beaver — U.S.A.
[8] * * * : Prospect NSK — Japonia.
[9] * * * : Prospect Warner Electric — U.S.A.
[10] * * * : Brevet 2205158 — LA TECHNIQUE INTEGRALE — Franța.
[11] * * * : Brevet 2204271 LA TECHNIQUE INTEGRALE — FRANȚA.
[12] * * * : Brevet 63690 — R.S.R.

CZ : 621.941.23

Fiabilitatea tehnologică a mașinilor-unelte cu comandă numerică

Dr. ing. Alexandru C. **DORIN**, ing. Ion **MARINESCU** — Institutul Politehnic — București

În timpul exploatării o mașină-unealtă este supusă acțiunii proceselor dăunătoare cu viteză :

— mare (vibrații, variația forțelor de frecare și de așchiere, procese tranzitorii în motoare) ;
— medie (deformații termice, uzura sculei așchietoare) ;
— mică (uzură, coroziune, îmbătrînire).

La mașinile-unelte cu comandă numerică (C.N.), vitezele de evoluție a deformațiilor termice și a uzurii sînt mai mari decît la mașinile-unelte convenționale. Aceasta se datorește numărului mai mare de motoare electrice de acționare, corespunzător de regulă numărului de axe comandate numeric, gradului de automatizare ridicat care reduce timpul auxiliar la 15÷20% și face să crească intensitatea de exploatare, posibilităților limitate de intervenție a operatorului pentru a elimina sau diminua influența proceselor cu viteză medie asupra preciziei de prelucrare.

Sub influența acestor procese dăunătoare precizia de prelucrare a unei mașini-unelte cu C.N. scade în timp, obținîndu-se la un moment dat piese cu abateri dimensionale, de formă și calitate a suprafețelor, care nu se mai încadrează în cîmpul de toleranță. Conform noțiunii de fiabilitate tehnologică, mașina-unealtă va trebui să fie reglată sau reparată pentru a putea asigura precizia de prelucrare impusă.

Erorile care conduc la modificarea preciziei mașinilor-unelte cu C.N. sînt erori specifice tuturor mașinilor-unelte ca de exemplu : eroarea de reglare, E_{reg} eroarea geometrică, E_g abateri de la rectilinitate, paralelism, perpendicularitate a subansamblurilor mașinii-unelte, eroarea datorită deformațiilor elastice a sistemului mașina-unealtă-piesă-sculă-dispozitiv M.U. — P.S.D., $E_{def.e}$ eroarea cauzată de procesele dăunătoare cu viteză mare, E_1, eroarea cauzată de procesele dăunătoare cu viteză medie, E_2 ; eroarea cauzată de procesele dăunătoare cu viteză mică, E_3, cît și erori caracteristice numai mașinilor-unelte cu C.N. ca eroarea de programare, E_{prog}, care poate apărea la elaborarea programului fiind determinată de aproximarea conturului prin segmente de dreaptă și rotunjirea dimensiunilor la valori corespunzătoare multiplilor incrementului minim de poziționare pe care-l poate realiza mașina-unealtă, eroarea de poziționare, E_{poz}, dependentă de tipul interpolatorului, de gradul de neuniformitate al transmiterii impulsurilor de comandă, de sistemul de reacție, de erorile cinematice și dinamice din lanțurile cinematice de avans etc., eroarea cauzată de schimbarea automată a sculei E_s (care apare în cazul centrelor de prelucrare).

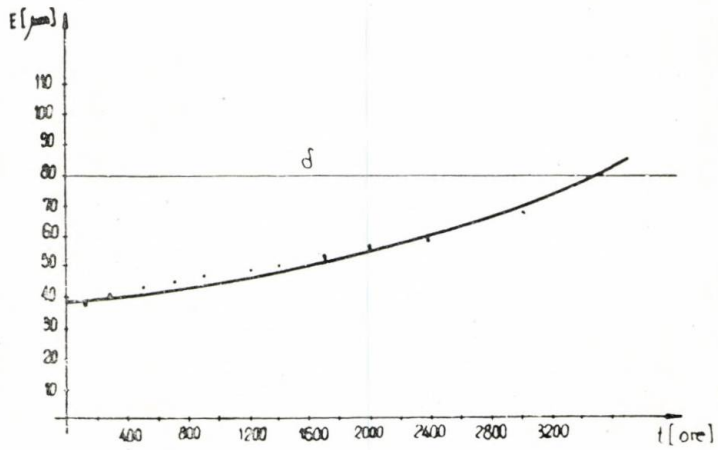


Fig. 1 Variația erorii de prelucrare obținută pe mașinile-unelte cu comandă numerică în funcție de timpul de exploatare.

Eroarea totală de prelucrare obținută pe o mașină-unealtă cu C.N. va fi o funcție de mai multe variabile:

(1)

$$E = f(E_{reg}, E_g, E_{def.e}, E_1, E_2, E_3, E_{prog}, E_{poz}, E_s, t)$$

și variază în timp după o lege exponențială (fig. 1) [1, 2]:

$$E = E_0 \, e^{mt} \tag{2}$$

în care E_0 este eroarea inițială, iar t este timpul de funcționare al mașinii-unelte cu C.N.

Procesul de prognoză a preciziei de prelucrare a unei mașini-unelte necesită parcurgerea următoarelor etape:

- strîngerea datelor privind modul de variație în timp a erorilor de prelucrare. Pentru a ușura procesul de prognoză, se stabilește a priori mărimea care poate fi cel mai simplu de măsurat și care variază cel mai mult datorită proceselor dăunătoare, sub acțiunea cărora mașina-unealtă își pierde precizia de prelucrare.
- analiza cantitativă și calitativă a acestor date: analiza calitativă dă o imagine despre tendința de modificare a parametrului controlat conducînd la adoptarea metodei statistico-matematice de prelucrare a datelor, iar analiza cantitativă constă în prelucrarea datelor și stabilirea legii de modificare a parametrilor care influențează precizia de prelucrare;
- alegerea metodei de prognoză și stabilirea relațiilor de calcul;
- elaborarea algoritmului de calcul pentru evaluarea erorilor de prognoză.

Stabilirea funcției de prognoză (2) presupune determinarea coeficienților E_0 și m pentru fiecare tip de mașină-unealtă cu C.N. rezolvînd sistemul [1]:

(3)

$$\left.\begin{aligned} m \cdot 0{,}4343 \cdot \sum_{i=1}^{n} t_i + n \cdot lgE_0 - \sum_{i=1}^{n} lgE_i = 0 \\ m \cdot 0{,}4343 \cdot \sum_{i=1}^{n} t_i^2 + lgE_0 \cdot \sum_{i=1}^{n} t_i - \sum_{i=1}^{n} (t_i \cdot lgE_i) = 0 \end{aligned}\right\}$$

în care E_i este eroarea de prelucrare înregistrată după t_i ore de funcționare.

De exemplu, pentru determinarea valorilor numerice ale coeficienților E_0 și m care caracterizează precizia dimensională, după coordonata Y la mașinile verticale de frezat **F.V.500 N.C.** s-au efectuat măsurări pe cinci mașini-unelte identice. Valorile medii ale erorii $\bar{E}_{yi}$ și timpii corespunzători t_i la care au fost înregistrate sînt date în tabelul 1.

Culegerea datelor necesare calculării coeficienților E_0 și m necesită o perioadă relativ îndelungată de timp; un an dacă pe mașina-unealtă se lucrează într-un singur schimb, sau șase luni dacă este exploatată în două schimburi.

Tabelul 1

t_i ore	0	100	300	500	700	900	1200	1400	1700	2000	2400	3000
E_{iY} [μm]	35	38	40	43	45	47	49	50	52	56	60	69

În urma calculelor a rezultat:

(4)

$m = 0{,}000204$; $E_0 = 37$ μm și deci $E = 37 \cdot e^{0{,}0002t}$

Cu relația (2) se calculează timpul de funcționare fără defecțiuni, corespunzător unei anumite precizii de prelucrare impuse:

$$t_{E_i} = \frac{\ln E_i - \ln E_0}{m} \tag{5}$$

Expresia (5) nu scoate în evidență, însă, influența erorilor menționate anterior asupra timpului mediu de funcționare fără defecțiuni.

Pentru a asigura precizia cerută, nu este suficient să se cunoască factorii care exercită vre-o influență asupra ei, ci și modul cum aceștia acționează (pondere, evoluție de timp). Cunoscînd acești factori se poate acționa prin măsuri constructive sau tehnologice asupra celor care au o influență sistematică, în vederea diminuării efectului lor. Asupra factorilor întîmplători nu se poate acționa, dar influența lor poate fi micșorată sau chiar anihilată prin creșterea fiabilității elementelor mecanice, hidraulice electrice și electronice, prin măsuri de protecție contra suprasarcinilor, vibrațiilor, etc. În acest scop să analizăm modul de formare al erorii și modificarea acesteia în timp sub acțiunea proceselor dăunătoare.

Fie δ toleranța piesei care se prelucrează pe mașina-unealtă cu C.N. și δ_T rezerva de precizie pe care o posedă mașina-unealtă cu

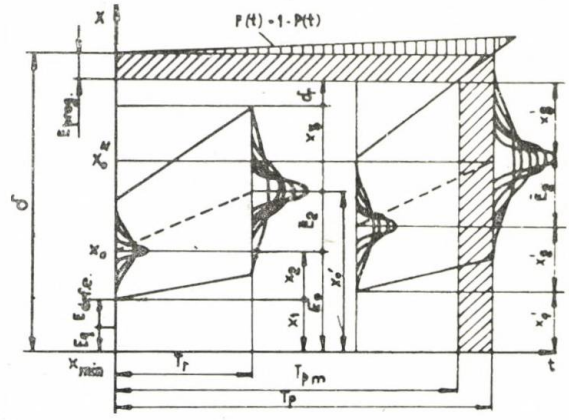


Fig. 2 Modelul variației preciziei de prelucrare pe o mașină-unealtă cu comandă numerică.

C.N. la momentul t, deoarece pe aceasta se mai pot prelucra încă piese de o anumită precizie într-un interval de timp.

Dat fiind mulțimea factorilor care influențează precizia de prelucrare, dimensiunea x a pieselor prelucrate este o mărime aleatoare, cuprinsă între limitele x_{min} și x_{max}.

Prima piesă prelucrată va avea dimensiunea x_0 care diferă de x_{min} cu mărimea E_0 (figura 2).

Conform figurii 2:

$$E_0 = x_1 + x_2 \tag{6}$$

$$x_1 = E_3 + E_{def.e} \tag{7}$$

iar 2 x_2 este zona de împrăștiere a dimensiunilor pieselor prelucrate datorită erorilor E_{reg}, E_{poz}, E_1, E_s.

Ținînd seama de regula de adunare probabilistică a acestora rezultă:

$$x_2 = \sqrt{\left(\frac{E_{reg}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_{poz}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_1}{2}\right)^2} \tag{8}$$

Rezultă:

$$E_0 = E_g + E_{def.e} + \sqrt{\left(\frac{E_{reg}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_{poz}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_1}{2}\right)^2} \tag{9}$$

Sub influența proceselor cu viteză medie, centrul zonei de împrăștiere a dimensiunii x_0 își schimbă poziția în timp. La sfîrșitul perioadei T_r dintre două reglări succesive ale mașinii-unelte centrul zonei de împrăștiere s-a deplasat cu mărimea $\bar{E}_2$. Eroarea E_2 este tot o mărime aleatoare, ,avînd media $\bar{E}_2$. Din figura 2 reiese că:

$$E_2 = E_3 + E_{def.e} + x_2 + \bar{E}_2 + x_3 \tag{10}$$

La sfîrșitul perioadei de reglare T_r, rezerva de precizie a mașinii-unelte cu C.N. va fi:

$$\delta_T = \delta - E_{prog} - E_2 \tag{11}$$

Se observă că datorită erorii de programare E_{prog}, precizia piesei prelucrate pe mașina-unealtă cu C.N. iese din limitele de toleranță mai devreme decît timpul necesar consumării rezervei de precizie δ_T.

În continuare sub influența proceselor cu viteză mică centrul zonei de împrăștiere a dimensiunilor prelucrate se va deplasa, plasîndu-se în punctul de coordonate T_p și x_0''.

La evaluarea preciziei de prelucrare a unei mașini-unelte cu C.N., mărimea de ieșire luată în considerare x, poate fi analizată în două perioade de timp distincte:

— în perioada de reglare T_r (corespunzătoare zonei **I** din fig. 3), cînd în afara caracteristicilor inițiale ale mașinii-unelte (precizie geometrică, rigiditate, tipul comenzii numerice, etc.) precizia de prelucrare este influențată de procesele dăunătoare cu viteză mare și respectiv medie;

— în perioada de exploatare îndelungată (zona **II**) cînd precizia mașinii-unelte este afectată de uzura subansamblurilor cu mișcare relativă.

Din figura 2, rezultă că în perioada $0 \div T_r$ centrul de împrăștiere x a mărimii de ieșire,

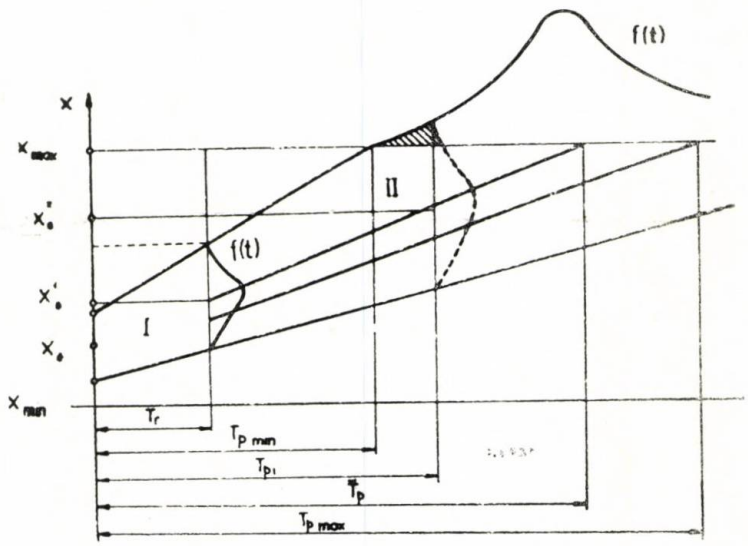


Fig. 3 Schema pierderii preciziei de prelucrare și evaluarea ei în cazul încercărilor la fiabilitate tehnologică.

sub acțiunea proceselor dăunătoare cu viteza medie are o variație liniară. În acest caz se poate scrie :

$$\bar{E}_2 = E_0 + \bar{m}_2 \cdot T_r \qquad (12)$$

în care $\bar{m}_2$ este coeficientul unghiular al dreptei și reflectă modul de variație a preciziei de prelucrare datorită deformațiilor termice ale subansamblurilor mașinii-unelte cu C.N.

Din figura 3 reiese că în zona **II** centrul de împrăștiere al mărimii x_0 sub influența uzurii are tot o variație liniară de forma :

$$\bar{E}_3 = \bar{E}_2 + \bar{m}_3(t - T_r) \qquad (13)$$

în care $\bar{m}_3$ este coeficientul unghiular al dreptei și reflectă influența uzurii mașinii-unelte asupra preciziei de prelucrare.

Ținînd seama de relația (12) expresia (13) devine :

$$E_3 = E_0 + m_2 \cdot T_r + m_3 \cdot (t - T_r) \qquad (14)$$

Dacă se notează cu T_p timpul după care rezerva de precizie a mașinii-unelte cu C.N. s-a epuizat, rezultă că pentru $t = T_p$ $\bar{E}_3 = \delta - E_{prog}$. Cu aceste valori relația (14) capătă forma :

$$\delta - E_{prog} = E_0 + \bar{m}_2 \cdot T_r + \bar{m}_3 (T_p - T_r) \qquad (15)$$

sau :

$$\delta - E_{prog} = E_0 + (\bar{m}_2 - \bar{m}_3) T_r + m_3 T_p \qquad (16)$$

Notînd : $T_p = K \cdot T_r$ se obține :

$$\delta - E_{prog} = E_0 + \frac{\bar{m}_2 + (k-1)m_3}{k} \cdot T_p \qquad (17)$$

de unde rezultă :

$$T_p = \frac{k(\delta - E_{prog} - E_0)}{\bar{m}_2 + (k-1)\bar{m}_3} \qquad (18)$$

sau ținînd seama de expresia (9) :

$$T_p = \frac{k\left(\delta - E_{prog} - E_g - E_{def.e} - \sqrt{\left(\frac{E_{reg}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_{poz}}{2}\right)^2 + \left(\frac{E_1}{2}\right)^2}\right)}{\bar{m}_2 + (k-1)\bar{m}_3} \qquad (19)$$

Determinarea valorilor $\bar{m}_2$ și $\bar{m}_3$ se poate face după metodologia specificată în lucrările [3, 4].

În afară de timpul mediu de funcționare fără defecțiuni pentru evaluarea fiabilității tehnologice a mașinilor-unelte se folosesc următorii indici :

— rezerva de precizie, δ_T ;

— coeficientul rezervei de precizie $k\delta_T$;

— funcția fiabilității tehnologice P_T.

În cazul mașinilor-unelte cu C.N., la sfîrșitul perioadei de reglare T_r rămîne o rezervă de precizie care se calculează cu relația (11).

Coeficientul rezervei de precizie $k\delta_T$ se determină cu formula :

$$k\delta_T = \frac{\delta - E_{prog}}{E_0 + \bar{E}_2 + E_2} \qquad (20)$$

Considerînd cîmpul de împrăștiere al dimensiunii x ca fiind 6σ la sfîrșitul perioadei T_r probabilitatea $P_T(t)$ de funcționare fără defecțiuni a mașinii-unelte cu C.N. se calculează cu formula :

$$P_T(t) = 0{,}5 + \Phi_0\left(\frac{\delta - E_{prog} - E_0 - \bar{E}_2}{\frac{1}{3}E_2}\right) \qquad (21)$$

în care Φ_0 este funcția Gauss Laplace.

Rezerva de precizie a mașinii-unelte cu C.N. și coeficientul $K\delta_T$ determinat în perioada T_r servesc ca date inițiale pentru a calcula funcția fiabilității tehnologice P_T și pentru prognoza lui T_p

Dacă relația (20) se va scrie sub forma :

$$\delta - E_{prog} = k\delta_T(E_0 + \bar{E}_2 + E_2) \qquad (22)$$

atunci formula (19) capătă expresia :

$$T_p = \frac{k[k\delta_T(E_0 + \bar{E}_2 + E_2) - E_0]}{\bar{m}_2 + (k-1)\bar{m}_3} \qquad (23)$$

Pe baza celor prezentate în lucrare se pot trage următoarele **concluzii** :

Relația (19) stabilește dependența dintre timpul de funcționare fără defecțiuni al mașinii-unelte cu C.N. (în care precizia de prelucrare este în cîmpul de toleranță) și eroarea de programare E_{prog} eroarea geometrică E_3, eroarea datorită deformațiilor elastice a sistemului M.U. - P.S.D., $E_{def.e}$, eroarea de reglare E_{reg}, eroarea cauzată de procesele dăunătoare cu viteza mare E, eroarea de poziționare E_{poz}, eroarea cauzată de schimbare automată a sculei E_s, intensitatea deformațiilor termice ($\bar{m}_2$), a uzurii ($\bar{m}_3$) și a perioadei de reglare prin intermediul raportului k.

În funcție de condițiile concrete de exploatare, în momentul în care $E = \delta$ se poate adopta una din

următoarele măsuri: a) să se micşoreze valoarea lui I_r, care influenţează rezerva de precizie. Aceasta conduce însă la micşorarea productivităţii; b) să se prelucreze pe maşina-unealtă piese cu o precizie de prelucrare mai mică; c) să se repare sau să se înlocuiască maşina-unealtă în funcţie de cerinţele de precizie şi productivitate impuse.

Eroarea de prelucrare iniţială a maşinilor-unelte cu C.N. este dependentă de erorile E_g, $E_{def.e}$, E_{reg}, E_s, E_{poz} şi de intensitatea proceselor dăunătoare cu viteza mare care generează E.

Relaţiile (9) şi (19) se pot folosi la determinarea valorilor limită ale diferitelor erori care afectează precizia de prelucrare a maşinii-unelte.

Relaţiile (19) şi (23) servesc la prognoza timpului mediu de funcţionare fără defecţiuni al maşinilor-unelte cu C.N. avînd în vedere noţiunea de fiabilitate tehnologică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oprean, A., Dorin, Al.:* Prognoza caracteristicilor de fiabilitate ale maşinilor-unelte. In: „Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti", tomul XL, nr. 1, 1978.

[2] *Kovalev, I. I.:* Oţenka kacestva remonta stankov. In: Stanki i instrument, nr. 5, 1978.

[3] *Oprean, A., Dorin, Al., Drimer, D., Paris A., Ionescu, A.:* Fiabilitatea maşinilor-unelte. Editura tehnică, Bucureşti, 1979.

[4] *Pronikov, A.:* Tehnologhiceskaia nadejnosti stankov. In. Maşinostroenie, Moscova, 1971.

CZ : 621.9

Prezentarea unor procesori reprezentativi, utilizaţi la programarea automată a maşinilor-unelte cu comandă numerică

Ing. Valentina **TOMA**, ing. Mihai **GROSFELD** — ICSITMUAMFS „Titan" — Bucureşti

Introducere

Maşinile-unelte cu comandă numerică cunosc, pe zi ce trece, o tot mai largă utilizare la prelucrarea pieselor de serie mică, mijlocie, a loturilor de piese care se repetă şi a unicatelor de mare complexitate şi precizie. Deosebim cîteva situaţii în care, pentru programarea maşinii cu comandă numerică, este necesar să se recurgă la ajutorul calculatorului, să se treacă deci la programarea automată şi anume în cazul:

— prelucrării pieselor cu contur foarte complicat;

— prelucrării de conturare, cu un număr mare de treceri (frezări, strunjiri, filetări);

— prelucrării familiilor de piese asemănătoare ca formă şi tehnologie, dar care diferă dimensional.

În prima situaţie, programarea automată este adeseori singura soluţie posibilă, iar în celelalte două situaţii programarea automată înlocuieşte munca de rutină a programatorului.

În cazul programării automate, programul piesei, scris într-unul din limbajele de programare APT-RCV, EXAPT, IFAPT, COMPACT, este prelucrat pe calculator (în prima etapă) de către procesorul respectiv. Procesorul este un program de prelucrare automată a datelor, format din module care lucrează succesiv şi îşi transmit rezultatele cu ajutorul fişierelor intermediare. Astfel procesorul traduce instrucţiunile, calculează coordonatele poziţiilor succesive ale centrului sculei şi, în final, editează rezultatele pe fişierul CLFILE sau CLDATA. În etapa a doua, informaţiile sînt prelucrate de către un program de adaptare denumit post-procesor, care este specific maşinii-unelte cu comandă numerică pe care se prelucrează piesa. Post-procesorul preia rezultatele date de procesor în fişierul CLFILE sau CLDATA şi le transformă în informaţii necesare pentru acţionarea maşinii-unelte, materializîndu-le pe bandă perforată.

Pentru aprofundarea cunoştinţelor privitoare la programarea automată, recomandăm lucrarea [1], iar pentru elaborarea programelor, este necesară studierea manualelor de firmă şi a documentaţiei pentru post-procesorii utilizaţi.

Prezentul articol îşi propune să analizeze, în mod comparativ, posibilităţile diverşilor procesori elaboraţi de firme specializate şi utilizaţi la programarea automată a MUCN. Este vorba despre procesorii APT-RCV, AD-APT/AUTOSPOT, EXAPT 1.1., IFAPT IV, EXAPT 2 şi COMPACT II, implementaţi pe calculatoare cu memorie medie sau mare (FELIX 256, IBM 360).

Analiza comparativă se va face urmărind două probleme distincte: **instrucţiunile de bază**, privind în special geometria piesei şi mişcările sculei şi **instrucţiunile tehnologice**, privind descrierea sculei şi a regimurilor de aşchiere. Menţionăm faptul că descrierea modulelor tehnologice ale acestor procesori constituie obiectul articolului anterior.

Instrucțiuni de bază privind geometria piesei, mișcările sculei, instrucțiunile logice și instrucțiunile de editare

Procesorul APT-RCV elaborat în Franța are la bază procesorul american APT. În privința descrierii geometriei piesei, procesorul APT-RCV a preluat de la procesorul APT definițiile de bază, pentru toate elementele geometrice necesare la prelucrarea automată a pieselor pe mașini-unelte cu comandă numerică de conturare pe $2\frac{1}{2}$ axe (două axe de conturare și o axă de prelucrare liniară). Astfel, limbajul APT-RCV pune la dispoziția programatorului o serie de definiții pentru puncte, linii, cercuri, vectori, curbe canonice, tabcyl-uri și structuri de puncte, denumite și paterne, lineare sau circulare, definite în planul de bază XOY.

O instrucțiune de definiție geometrică are următoarea structură: Simbol = cuvînt major/cuvinte minore, valori numerice. Pentru edificare, dăm mai jos un exemplu de definiție geometrică:

P_1 = POINT/YLARGE, INTOF, C_1, C_2,

punct reprezentînd intersecția de sus a două cercuri date (fig. 1).

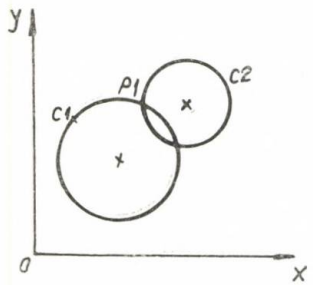


Fig. 1

Definirea paternelor de puncte este utilă în cazul prelucrării pe mașini de găurit sau frezat, a mai multor găuri identice.

În ceea ce privește descrierea mișcărilor sculei, procesorul APT-RCV calculează pozițiile succesive ale extremității sculei, considerînd că scula este cea care execută toate mișcările. Pentru a descrie exact mișcările sculei, procesorul APT-RCV consideră că scula glisează de-a lungul a două suprafețe, pînă cînd întîlnește o a treia suprafață. Cele trei suprafețe sînt: suprafața piesei (PS), suprafața de ghidare (DS) și suprafața de oprire sau control (CS). În desen, cu (PS), (DS) și (CS), sînt notate urmele acestor suprafețe.

Poziția sculei în raport cu suprafața piesei (PS) este determinată de modificatorii TLONPS (pe) și TLOFPS (în afară), (fig. 2).

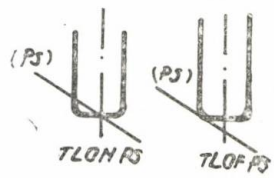


Fig. 2

Poziția sculei în raport cu suprafața de ghidare (DS) este determinată de modificatorii TLLPT (la stînga), TLRGT (la dreapta) și TLON (pe), figura 3.

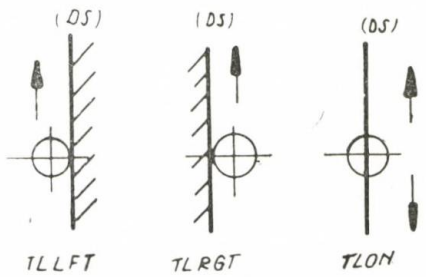


Fig. 3

Poziția sculei în raport cu suprafața de oprire (CS) este determinată de modificatorii ON (pe), TO (pînă la), PAST (peste) și TANTO (tangent la), figura 4.

Deosebim două feluri de mișcări: mișcări punct cu punct și mișcări continue pe contur.

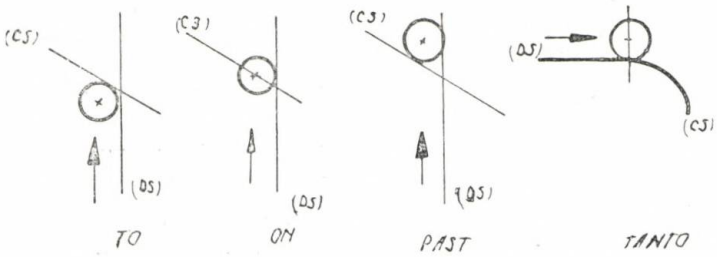


Fig. 4

În cazul mișcărilor punct cu punct se folosesc instrucțiunile :

FROM/... pentru inițializarea mișcării ;
GOTO/... pentru deplasarea într-un punct ;
GODLTA/... pentru o deplasare incrementală.

În cazul mișcărilor continue se folosesc instrucțiunile :

FROM/... pentru inițializarea mișcării ;
INDIRP/ sau INDIRV/... pentru indicarea primei direcții de deplasare ;
OFFSET/... sau GO/... pentru instrucțiunile de mișcare a sculei spre o suprafață.

În continuare pentru deplasarea sculei pe contur se folosesc comenzile de mișcare care conțin și sensul mișcării și anume : GOLFT/ (la stînga), GORGT/ (la dreapta), GOFWD/ (înainte) și GOBACK/ (înapoi).

Cu ajutorul acestor comenzi de mișcare continuă, procesorul calculează pozițiile succesive ale centrului sculei (pentru frezare — centrul frezei, iar pentru strunjire — centrul cercului vîrfului plăcuței de rază R).

În ceea ce privește instrucțiunile logice, procesorul APT-RCV permite includerea în programul piesei a buclelor de program și a macroinstrucțiunilor, care pot fi apelate de mai multe ori în cadrul unui program, fapt ce ușurează foarte mult munca programatorului.

O buclă de program este cuprinsă între două instrucțiuni speciale LOOPST și LOOPND. Într-o buclă se pot găsi două tipuri de instrucțiuni de salt : instrucțiunea de salt condiționat | IF/ (expr. aritm), etichete | și instrucțiunea de salt necondiționat | JUMPTO/ etichetă. |

O macroinstrucțiune este un subprogram desemnat de un simbol. Macroinstrucțiunea de definire a sa, care are forma : | Simbol = MACRO/parametrii de definire | se termină cu instrucțiunea TERMAC. Apelul macroinstrucțiunii se face cu ajutorul instrucțiunii | CALL/simbol, parametrii actuali. | Cu ajutorul macroinstrucțiunii se pot determina, foarte ușor, traiectoriile echidistante ale sculei pentru mai multe treceri, prin apelarea repetată a macroinstrucțiunii, dînd valori diferite parametrilor actuali.

Macroinstrucțiunile sînt foarte utile și în cazul prelucrării pe strungurile de conturare a unor familii de piese asemănătoare ca formă și tehnologie și care diferă doar din punct de vedere dimensional. Prin simpla schimbare a valorilor parametrilor actuali se pot obține, folosind o singură macroinstrucțiune, o serie întreagă de rezultate pentru toate aceste familii de piese.

În ceea ce privește instrucțiunile de editare, procesorul APT-RCV deține :

— instrucțiunea de apelare a postprocesorului (MACHIN) ;
— instrucțiunea de listare a fișierului CLFILE (CLPRNT) ;
— instrucțiunile de listare și perforare a formelor canonice (PRINT și PUNCH).

Sistemul de programare **AD-APT/AUTOSPOT** a fost elaborat de firma IBM (S.U.A.) pentru calculatoarele din seria 360 și cuprinde două limbaje : limbajul AD-APT care conține un set restrîns de instrucțiuni ale APT-ului și servește pentru aplicații la MUCN cu 2 sau $2\frac{1}{2}$ axe și limbajul AUTOSPOT, care conține un set de instrucțiuni specializate pentru operațiile legate de găurire (găurire, alezare, centruire, lărgire, filetare cu tarodul) și pentru frezare. Obținut prin reunirea celor două limbaje, sistemul de programare AD-APT/AUTOSPOT permite folosirea, în cadrul unui același program de piesă, a instrucțiunilor aparținînd ambelor limbaje ; în acest mod beneficiază de instrucțiunile puternice geometrice și de procedură (bucle, macroinstrucțiuni etc.) ale AD-APT-ului și în același timp de posibilitățile largi, în ceea ce privește tehnologia, ale AUTOSPOT-ului.

În cele ce urmează se vor prezenta numai instrucțiunile limbajului AUTOSPOT, acestea fiind mai strîns legate de rezolvarea unor probleme tehnologice.

Din punctul de vedere al definițiilor geometrice, AUTOSPOT-ul dispune de posibilități sporite de definire a structurilor de puncte : structuri formate din puncte date în mod explicit, structuri liniare și structuri circulare.

În afară de aceasta, există posibilitatea definirii de noi structuri de puncte, pe baza celor definite anterior, folosind transformările : concatenarea (înlănțuirea) structurilor, translatarea și rotirea structurilor, simetria cu translatare, inversarea ordinii elementelor structurii și translatarea incrementală (în pași) a structurilor.

O particularitate a AUTOSPOT-ului, față de alte limbaje asemănătoare, o constituie faptul că dispune de instrucțiuni mixte cu formatul următor : | [SNUME=] secțiune majoră/secțiune auxiliară/secțiune minoră | în care secțiunea majoră și secțiunea auxiliară cuprind elementele de tehnologie, iar în secțiunea minoră sînt descrise elemente geometrice (structuri de puncte, pentru operațiile

de găurire, alezare, etc. și traiectorii pentru frezare). SNUME este simbolul elementului geometric descris în secțiunea minoră și este necesar numai dacă se face referire la aceeași structură de puncte într-o instrucțiune următoare.

EXAPT 1.1. este un sistem de programare automată elaborat în R.F.G. pentru mașini de găurit, mașini de frezat și centre de prelucrare cu comandă numerică de conturare pe $2\,^1/_2$ axe. Procesorul EXAPT 1.1. este format din două module unul geometric și altul tehnologic. Procesorul geometric prelucrează datele geometrice și editează rezultatele în fișierul CLDATA 1. Aceste rezultate servesc ca date de intrare pentru procesorul tehnologic, care prelucrează în continuare datele tehnologice și editează rezultatele în fișierul CLDATA 2.

Din punct de vedere al geometriei, limbajul EXAPT 1.1. cuprinde definiții asemănătoare cu cele ale limbajului APT-RCV. Descrierea geometriei se face într-un sistem de coordonate carteziene „dreapta". Acest sistem poate fi rotit, după necesitate, pentru prelucrarea piesei pe mai multe fețe, cu condiția ca axa notată cu Z să fie în toate cazurile paralelă cu axa sculei, iar semnul (—) pentru axa Z să fie cel de apropiere spre piesă.

Legătura între sistemul de coordonate al piesei, față de care se scrie programul și sistemul de coordonate al mașinii, se face cu ajutorul instrucțiunilor TRANS/X, Y, Z și ORIGIN/Y, Y, Z instrucțiuni ce sînt interpretate de către post-procesor.

În ceea ce privește descrierea mișcărilor sculei, în programarea pas cu pas și în programarea de conturare, se folosesc aceleași instrucțiuni ca la procesorul APT-RCV.

Procesorul EXAPT 1.1 permite, de asemenea, scrierea buclelor de program și a macroinstrucțiunilor.

Pentru imprimarea rezultatelor obținute la diverse nivele de prelucrare a datelor de către procesorul EXAPT 1.1, se folosesc instrucțiunile :

CLPRNT/1 (imprimă CLDATA 1);
CLPRNT/2 (imprimă CLDATA 2);
CLPRNT (imprimă CLDATA 1 și CLDATA 2).

IDAPT IV este un sistem de programare automată, elaborat de CII la cererea asociației ADEPA din Franța. Setul instrucțiunilor de bază este practic identic cu cel de la APT-RCV. Ceea ce are în plus sistemul de programare IFAPT, este un modul de strunjire puternic, care permite îndepărtarea materialului dintr-o zonă delimitată de două contururi : brut și finit.

Conturul brut este descris printr-o succesiune de puncte anterior definite : BLANCO/ P_1, P_2, ... P_n

Instrucțiunile de descriere a conturului finit sînt de tipul instrucțiunilor clasice de mișcare ale IFAPT-ului (de exemplu : TLLFT, GORGT/L_1, PAST, L_2) și sînt delimitate de restul programului, la început prin instrucțiunea PARTCO/ și la sfîrșit prin instrucțiunea TERCON.

EXAPT 2 este un sistem de programare automată, elaborat de asociația EXAPT din R.F.G., pentru strunguri cu comandă numerică de conturare.

Procesorul, ca program de prelucrare, execută calculele geometrice, interpretează instrucțiunile tehnologice, calculează traiectoria sculei și efectuează diagnoza erorilor. La fel ca în cazul procesorului EXAPT 1.1., rezultatele prelucrării datelor de către cei doi procesori, cel geometric și cel tehnologic, se obțin în fișierele CLDATA 1 și CLDATA 2.

Din punct de vedere al geometriei, procesorul EXAPT 2 deține un set de instrucțiuni de bază pentru definițiile geometrice ale punctului, liniei și cercului, asemănător cu cel al limbajului APT-RCV.

Specifică limbajului EXAPT 2 este posibilitatea descrierii unui contur geometric închis, care reprezintă jumătatea superioară a piesei și este necesară în cazul prelucrării pe baza modulului tehnologic de strunjire. Programatorul trebuie să definească conturul brut al semifabricatului CONTUR/BLANCO și conturul finit al piesei CONTUR/PARTCO, contururi formate din elemente geometrice (linii, cercuri) descrise în sens orar, pornind dintr-un punct și ajungînd în același punct. Ultima instrucțiune a unui contur este TERMCO. Pentru descrierea conturului, procesorul EXAPT 2 pune la dispoziția programatorului o serie de instrucțiuni speciale și anume :

— instrucțiunea care descrie punctul de început și primul element geometric al conturului (BEGIN);
— instrucțiunile care descriu sensul de trecere de la un element la altul și elementele conturului. Sensul de trecere se determină cu unul din cuvintele majore LFT, RGT, FWD sau BACK, iar elementele conturului se descriu prin simboluri, sau cu ajutorul modificatorilor DIA (pentru o dreaptă orizontală) și PLAN (pentru o dreaptă verticală).

Diferitele puncte ale conturului se marchează cu etichete (M1 ... Mn), care sînt necesare la chemarea prelucrării și a pozițiilor de prelucrare. Sensurile „la stînga" sau „la dreapta" se stabilesc privind în direcția descrierii conturului. Există și posibilitatea de a descrie ușor racordările și șanfrenele la 45°, cu ajutorul modificatorilor speciali

ROUND și BEVEL. Odată cu descrierea conturului piesei finite, se introduc și informațiile privind rugozitatea diferitelor suprafețe de prelucrat, cu ajutorul modificatorilor ROUGH, FIN, FINE.

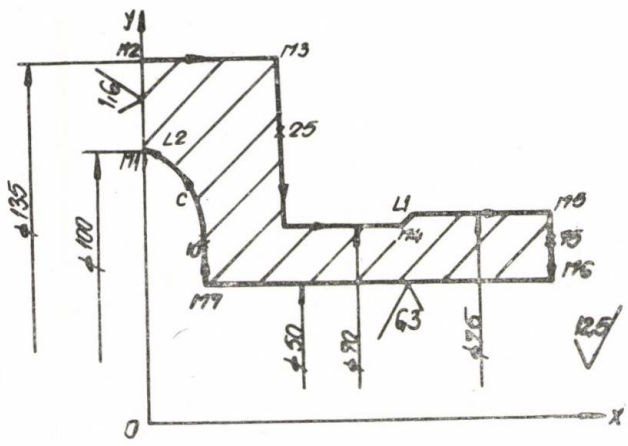


Fig. 5

Este absolut necesar, ca, înainte de descrierea conturului piesei finite, să se indice rugozitatea comună majorității suprafețelor conturului, prin intermediul instrucțiunii SURFIN/modificatori. Dăm un exemplu simplu de descriere a conturului unei piese finite (figura 5) :

```
SURFIN/ROUGH
CONTUR/PARTCO
M1, BEGIN/O, (100/2), YLARGE, PLAN, O, FINE
M2, RGT/DIA, 135
M3, RGT/ PLAN, 25
    LFT/DIA, 70
M4, LFT/L1
    RGT/DIA, 75
M5, RGT/PLAN, 75
M6, RGT/DIA, 50, FIN
M7, RGT/PLAN, 10
    FWD/C
    FWD/L2
    TERMCO
```

În ceea ce privește descrierea mișcărilor sculei la EXAPT 2 se pot folosi două metode de prelucrare :

1) prelucrarea pas cu pas ;
2) prelucrarea conturului pe baza modulului de strunjire.

Programarea pas cu pas se face cu ajutorul instrucțiunilor clasice de deplasare, existente și în limbajul EXAPT 2 și care sînt instrucțiuni de poziționare (FROM, GOTO, GODLTA, GO) și instrucțiuni de deplasare pe traiectorie (GOLFT, GORGT, GOFWD, GOBACK).

În cazul unor operații care se repetă (canale radiale identice), în scopul măririi eficacității programării, se pot folosi buclele de program sau macroinstrucțiunile, existente și în limbajul EXAPT 2.

În privința instrucțiunilor de editare, procesorul EXAPT 2 folosește aceleași instrucțiuni, ca și procesorul EXAPT 1.1.

Procesorul COMPACT II a fost elaborat în S.U.A. și are la bază sintaxa unui limbaj mai vechi de programare automată, SPLIT. De la sistemele de programare de tip APT, COMPACT II a preluat însă tehnica post-procesorilor, iar legat de exploatarea în timp divizat („time-sharing"), a fost dezvoltat un software propriu. Din 1969 el a început să fie livrat de către organizația MDSI („Manufacturing Data Systems International"), care are ca principală preocuparea, folosirea calculatoarelor în tehnologia de atelier.

În limbajul COMPACT II, structura instrucțiunilor este **„cu format liber"**, cuvîntul major trebuie să fie primul cuvînt în instrucțiune, cuvintele minore putînd fi plasate în instrucțiune în orice ordine. Cuvîntul major indică tipul operației, care poate fi : inițializarea programului, definirea variabilelor și a geometriei, descrierea sculei, mișcarea liniară sau circulară etc. Cuvintele minore oferă parametrii, care precizează unde și cum se realizează operația indicată de cuvîntul major, precum și alte informații legate de scule și descrierea mașinii.

Procesorul COMPACT II se caracterizează printr-o deosebită bogăție și elasticitate în ceea ce privește diferitele moduri de definire a elementelor geometrice. Definițiile însă sînt simple și la alegerea simbolurilor se impun anumite restricții. Astfel pentru puncte se folosește simbolul PTn, pentru drepte LNn, iar pentru cercuri CIRn, precedate de litera D. Pentru edificare dăm un exemplu de definire, pentru un punct : DPT 6, LN 2, CIR 2, XL. Punctul PT 6 este definit cu intersecția, cu X-ul mai mare, dintre dreapta LN 2 și cercul CIR 2.

Ca și la procesorul AD-APT/AUTOSPOT, la COMPACT II există posibilități largi de definire a unor structuri de puncte ca fiind transformatele prin translatare, rotire, deplasare în pași, oglindire, a unor structuri anterior definite.

În ceea ce privește instrucțiunile de mișcare, acestea sînt de două tipuri : instrucțiuni de **mișcare liniară** și instrucțiuni de **mișcare circulară.** Din prima categorie fac parte cele de tipul MOVE, care generează deplasări cu avans rapid și servesc la poziționarea sculei, înainte de așchiere și cele de tipul CUT, care generează deplasări cu avans rapid și servesc la poziționarea sculei, înainte de așchiere și cele de tipul CUT, care generează deplasări cu avans de lucru, pentru mișcări de așchiere. Din a doua categorie fac parte instrucțiunile CONT (care generea-

ză o mişcare circulară pe circumferinţă), ICON (pe o traiectorie spre interior, faţă de circumferinţă, cu raza sculei plus un adaos) şi OCON (pe o traiectorie spre exterior, faţă de circumferinţă, cu raza sculei plus un adaos).

La mişcările liniare trebuie să se precizeze punctul final, fie indicînd o direcţie de deplasare şi un element de oprire (linie sau cerc), fie două elemente de oprire (linie sau cerc).

La mişcările circulare trebuie să se precizeze :

— sensul de parcurgere al cercului (orar sau trigonometric) ;
— începutul şi sfîrşitul arcului de cerc.

Spre deosebire de limbajele de tip APT COMPACT-ul permite o legătură mai strînsă între instrucţiunile de definire geometrică şi cele de mişcare. Astfel se pot defini puncte raportate la poziţia curentă a sculei.

Pentru realizarea buclelor de program, COMPACT II dispune de posibilităţi de etichetare a instrucţiunilor şi de instrucţiuni de salt necondiţionat (GOTO) şi de salt condiţionat (IF). IF-ul permite fie saltul peste un şir de instrucţiuni, fie omiterea executării unei părţi din instrucţiunea curentă.

Asemănător macroinstrucţiunilor din limbajele de tip APT, procesorul COMPACT II oferă posibilitatea de a repeta — de un anumit număr de ori — una sau mai multe instrucţiuni succesive (cu ajutorul perechii de instrucţiuni STORE-XSTOR), sau de a repeta o secvenţă de instrucţiuni cuprinsă între două etichete (cu ajutorul instrucţiunii DO).

INSTRUCŢIUNI TEHNOLOGICE PRIVIND DESCRIEREA SCULEI ŞI A REGIMURILOR DE AŞCHIERE

În ceea ce priveşte instrucţiunile tehnologice, **procesorul APT-RCV** este foarte sărac în comparaţie cu alţi procesori cum ar fi EXAPT 1.1 sau EXAPT 2. Pentru informaţii tehnologice deţine doar instrucţiunea referitoare la sculă | CUTTER/diam. (rază) | şi trei instrucţiuni referitoare la toleranţa admisă la execuţia unei curbe, care a fost aproximată prin segmente de dreaptă : TOLER/t, CUTTOL/t şi INTOL/t.

Limbajul **AUTOSPOT,** în ceea ce priveşte posibilităţile tehnologice, rezolvă doar probleme legate de ciclurile de lucru, problemele legate de regimurile tehnologice rămînînd în sarcina programatorului. Pentru a rezolva problema ciclurilor la operaţiile de găurire, alezare, etc. procesorul are nevoie de informaţii referitoare la dimensiunile sculei. În cartela TOOL, de descriere a sculei se dau următoarele informaţii : tipul operaţiei, numărul de identificare al sculei, diametrul sculei (D), unghiul la vîrf, distanţa de reglare (SD), lungimea efectivă (EL), turaţia sculei, avansul sculei, tipul lichidului de răcire şi modul de schimbare a sculei (automat, manual fig. 6). În afară de acestea, mai există instrucţiuni de stabilire a distanţei de siguranţă (CL) şi de stabilire a toleranţei (TOLER).

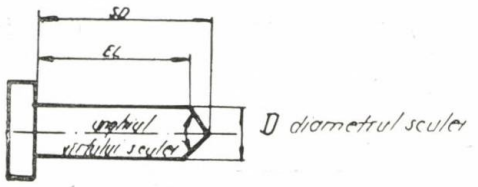


Fig. 6

Din punct de vedere al tehnologiei, **procesorul EXAPT 1.1.,** dispune de posibilităţi mari. El lucrează cu ajutorul a trei fişiere tehnologice :

— fişierul de scule ;
— fişierul de materiale ;
— fişierul de cicluri de lucru.

Aceste trei fişiere sînt gestionate cu ajutorul unui program special, denumit MAPEX 2. Fişierele tehnologice se pregătesc la început, cînd se implementează procesorul EXAPT 1.1. pe calculator şi pot fi completate pe parcurs, după necesităţi. Există şi posibilitatea de a introduce direct în program sculele dorite, cu ajutorul instrucţiunii NEWEL/*n*, urmată de „cartelele-fişe" ale acestor scule, cîte două pentru fiecare din cele *n* scule noi. De asemenea, valorile constantelor tehnologice din fişierul respectiv, pot fi modificate în programul piesei, cu ajutorul instrucţiunii | TDATA/parametri. | Descrierea operaţiilor de prelucrare se poate face prin trei metode :

— prin programarea pas cu pas sau în conturare a mişcărilor sculei, cu indicarea de către programator a regimului de aşchiere;

— prin definirea unei operaţii singulare (SO) de prelucrare, în care caz regimul de aşchiere este ales automat din fişierele tehnologice, sau poate fi indicat de programator ;

— prin definirea unui ciclu de lucru standard, la care regimul de aşchiere este ales automat din fişierele tehnologice şi nu se admite indicarea lui de către programator.

Instrucţiunile tehnologice de care dispune procesorul EXAPT 1.1. pot fi grupate astfel :

a) **instrucţiuni tehnologice generale :** instrucţiunea PART/... (descrie materialul piesei, calitatea suprafeţei şi dă corecţiile pentru valorile avansului şi turaţiei programate, în % ; exemplu : PART/MATERL, 6,

ROUGH, CORREC, 70, 100, instrucțiunea CLDIST/... (distanța de siguranță) și instrucțiunea SAFPOS/... (poziția de schimbare a sculei);

b) **instrucțiuni tehnologice suplimentare,** care permit introducerea informațiilor tehnologice, în cazul prelucrărilor pas cu pas sau în conturare: TOOLNO (numărul sculei), FEDRAT (avansul de lucru), RAPID (avansul rapid), SPINDL (turația), DELAY (temporizarea), OFSTNO (corecția), COOLNT (lichidul de răcire) și altele.

În ceea ce privește problemele tehnologice, **IFAPT IV** dispune în plus față de APT-RCV, de instrucțiunea de descriere a sculei, de forma: TOLIST/n, parametri ai sculei în care „n" este numărul de identificare al sculei, iar parametrii mai importanți sînt: lățimea sculei necesară la spargerea canalelor cu cuțit lat (..., LARGE, 1,..), unghiurile principale ale sculei reprezentate în sistemul de axe al sculei (..., ATAGL, A_1, A_2...) și raza sculei (..., RADIUS, R,...). În legătură cu descrierea sculei, este important de remarcat faptul că programatorul răspunde în întregime de alegerea formei corespunzătoare a cuțitului. Dacă alegerea este greșită (de exemplu cuțitul atinge profilul cu tăișul secundar), sistemul generează un diagnostic, dar execuția programului nu este întreruptă.

Din punct de vedere al tehnologiei, **procesorul EXAPT 2** dispune ca și EXAPT 1.1., de posibilitatea alegerii automate a regimurilor de așchiere, în funcție de caracteristicile sculei și ale materialului piesei. Pentru aceasta, programul piesei este precedat de un set de cartele constituind fișierele de scule și de materiale, care sînt apelate în timpul programului. Pentru fiecare sculă se întocmesc două cartele, care conțin toți parametrii necesari pentru descrierea sculei. Pentru materialul piesei se întocmește o cartelă de bază, urmată de alte cartele, cîte una pentru fiecare material de sculă, care conțin și regimurile de așchiere corespunzătoare. La întocmirea fișierului de scule, geometria sculei trebuie bine studiată pentru a evita apariția unor treceri succesive prea numeroase, care rezultă din împărțirea în valori prea mici a adaosului de prelucrare, din cauza unghiurilor necorespunzătoare ale tăișurilor, principal și secundar, ale cuțitului.

Procesorul EXAPT 2 dispune de o serie de instrucțiuni tehnologice foarte importante și anume instrucțiunile:

MACHDT/parametri pentru caracteristicile mașinii;
CHUCK/parametri pentru dispozitivul de prindere;
CLAMP/1 pentru poziția de prindere 1 a piesei;
CLAMP/1, INVERS pentru poziția de prindere 2 a piesei;
PART/MATERL, modif. pentru materialul piesei;
CLDIST/*d* pentru distanța de siguranță;
CSRAT/*t* pentru viteza de așchiere constantă.

Instrucțiunile tehnologice CHUCK/ și CLAMP/ servesc la stabilirea legăturii dintre cele trei sisteme de coordonate: al mașinii, al dispozitivului de prindere și al piesei. Avînd descrierea dimensională a dispozitivului de prindere, procesorul îl adaugă la conturul semifabricatului, adaugă și distanța de siguranță și, față de acest contur mărit, verifică toate deplasările sculei (scula a fost și ea definită dimensional). Pe baza acestor informații, procesorul EXAPT 2 poate evita coliziunile dintre sculă, piesă și dispozitivul de prindere, oprind așchierea în zonele periculoase.

În ceea ce privește alegerea regimurilor de așchiere:

— în cazul prelucrării pas cu pas, valorile regimului de așchiere sînt indicate de către programator, cu ajutorul instrucțiunilor tehnologice RAPID, FEDRAT, SPRINDL, iar indicarea sculei și a poziției acesteia, se face cu ajutorul instrucțiunilor TOOLNO/ CUTTER/, OFSTNO/ și STAN/;

— în cazul prelucrării cu ajutorul modulului de strunjire, regimurile de așchiere se pot lua automat din fișierele de scule și materiale, sau se pot indica de către programator în instrucțiunile de definiție a prelucrării, cu ajutorul unor modificatori opționali.

Pe lîngă definițiile operațiilor de prelucrare, apar — în acest caz — instrucțiunile tehnologice speciale de chemare a prelucrării și de chemare a pozițiilor de prelucrare.

Asemănător cu EXAPT 2, **procesorul COMPACT II** deține o instrucțiune SETUP, prin care se indică o serie de caracteristici ale mașinii unelte: mărimea curselor, avansul maxim admis, turația mesei rotative și poziția punctului de schimbare a sculei. Pentru strunguri, apar în plus doi parametri FRONT și REAR, care precizează orientarea axei X.

Procesorul COMPACT II dispune de două instrucțiuni care se referă la schimbarea sculei: ATCHG pentru schimbarea automată a sculei și MTCHG pentru schimbarea manuală a sculei, care inițiază următoarea secvență de mișcări: deplasarea sculei în punctul de schimbare, oprirea lichidului de răcire, oprirea turației, schimbarea sculei și pornirea turației.

Parametrii acestor instrucțiuni se referă la regimul de așchiere (avans, viteză de așchiere sau turație) și la forma sculei, pentru care se indică raza sau diametrul și constantele de prereglare, care reprezintă distanțele de la vîrful sculei, la punctul de referință al suportului sculei.

Alte două instrucțiuni servesc la retragerea sculei și anume: HOME, prin care se retrage scula în punctul de schimbare a scu-

lei și RET, specifică pentru mașinile de frezat, prin care se retrage scula numai după axa Z, la un plan de siguranță.

În funcție de posibilitățile de interpolare ale comenzii numerice, procesorul COMPACT II permite, în limitele unor toleranțe prestabilite :

— descompunerea traiectoriilor liniare și circulare în increment paraxiale (pentru MUCN cu deplasări paraxiale);

— descompunerea cercurilor în segmente de dreaptă (pentru MUCN care au doar interpolare liniară);

— obținerea unor drepte din găuri foarte apropiate.

Concluzii

Din analiza efectuată, se constată că setul instrucțiunilor de bază nu variază prea mult de la un procesor la altul, în schimb, instrucțiunile tehnologice diferă foarte mult, începînd cu procesorul APT-RCV și terminînd cu procesorii EXAPT.

Procesorul APT-RCV, practic, nu rezolvă probleme de tehnologie, în timp ce procesorii EXAPT au dezvoltat foarte mult instrucțiunile legate de descrierea sculei și a regimurilor de așchiere, care se pot lua automat din fișierele de scule și materiale.

Menționăm, în încheiere, că mulți dintre procesorii analizați, dispun, pentru rezolvarea problemelor de tehnologie, de modul de găurire, frezare, strunjire și filetare — metode de mare eficiență ale programării automate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E., Dorin, A.:* Tehnologia programării numerice a mașinilor-unelte. Editura tehnică, București, 1973.

[2] * * *: PROCESSEUR APT RCV. Manuel de présentation.

[3] * * *: System/360 AUTOSPOT. Numerical Control Processor (360 A-CN-08X) Version 2, Part Programming Manual.

[4] * * *: EXAPT 1. Sprachbeschreibung.

[5] * * *: IFAPT. Manuel de programmation.

[6] * * *: EXAPT 2. Sprachbeschreibung.

[6] * * *: COMPACT II, programming manual, vol. I.

TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII

MAȘINA DE FREZAT CU CAP REVOLVER FR — 500 NCC

Produs nou, recent introdus în programul de fabricație al întreprinderii orădene „Înfrățirea" această mașină se impune printr-o mare precizie de lucru, precum și printr-o productivitate înaltă în cazul prelucrărilor prin frezare, găurire, alezare și filetare, cu comandă numerică de conturare pe trei axe (interpolare, circulară, într-un plan la alegere). Sistemul de comandă cu care este echipată această mașină permite acționarea ei pe baza unui program stabilit și înregistrat pe bandă, iar manual prin panoul suspendat de la care pot fi comandate: pornirea și oprirea avansurilor de lucru, a avansurilor de poziționare și a celor rapide, avansurile mesei, saniei și capului revolver, schimbarea turației arborelui principal, precum și rotirea capului revolver.

Mașina **FR—500 NCC** dispune de mecanisme de avans independente pentru fiecare axă, antrenate cu motoare de curent continuu. Cutia de viteze a capului revolver care este echilibrat hidraulic poate fi antrenată fie cu motor de curent alternativ, fie cu motor de curent alternativ, fie cu motor de curent continuu. De asemenea, mașina este dotată cu traductori Inductosyn pe cele trei direcții de deplasare. Deplasările de avans se fac cu șuruburi și piulițe cu bile prevăzute cu prelucrarea jocului. Acționarea mecanismelor de avans se realizează cu motoare de curent continuu. Ghidajele sînt placate și prevăzute cu elemente cu role. Elementele de mișcare — masa, sania și capul revolver — sînt frînate electric atunci cînd sînt menținute în poziție fixă. Rotirea capului revolver propriu-zis se face cu un motor hidraulic rotativ indexarea cu cuplaj frontal special, iar blocarea și deblocarea mecano-hidraulic. La echipamentul auxiliar se prevede o instalație de răcire a sculei. De asemenea, pentru diminuarea deformațiilor termice, instalația de ungere poate fi dotată cu un sistem de termostatare.

Caracteristici tehnice principale: dimensiunile utile maxime ale mesei 500 mm; lățime și 2060 mm lungime; cursa mesei pe axa X este de 1500 (1560) mm; cursa saniei pe axa Y este de 550 (610) mm; cursa capului de frezat pe axa Z este de 550 (610) mm; avansurile pe axele X și Y sînt de la 6—6000 mm/min (cu reglare continuă), iar pe axa Z de la 3—3000 mm (cu reglare continuă); numărul arborilor principali este de 8; conul axelor principale ISO 50; modul de prelucrare: conturare în trei axe (cu interpolare circulară, în plan, la alegere); dimensiunile mașinii 3450 mm lățime, 3145 mm adîncime și 2500 mm înălțime.

FERĂSTRĂU CIRCULAR AUTOMAT PENTRU DEBITAREA MATERIALELOR METALICE ŞI NEMETALICE

Omologat la sfîrşitul anului trecut şi introdus în fabricaţie de serie cu cîteva luni în urmă, acest modern ferăstrău automat circular — simbolizat **FCA-350** — serveşte la debitarea materialelor metalice şi nemetalice cu secţiune plină şi cheson, avînd o productivitate ridicată şi înaltă precizie dimensională. Pentru creşterea momentului de aşchiere în lanţul cinematic principal, constructorul — Intreprinderea Mecanică Suceava — utilizează în cazul acestui utilaj; comparabil cu cele mai moderne ferăstraie produse pe plan internaţional, un amplificator de moment mecanic (reductor de turaţie) care primeşte mişcarea corespunzătoare a regimului de aşchiere.

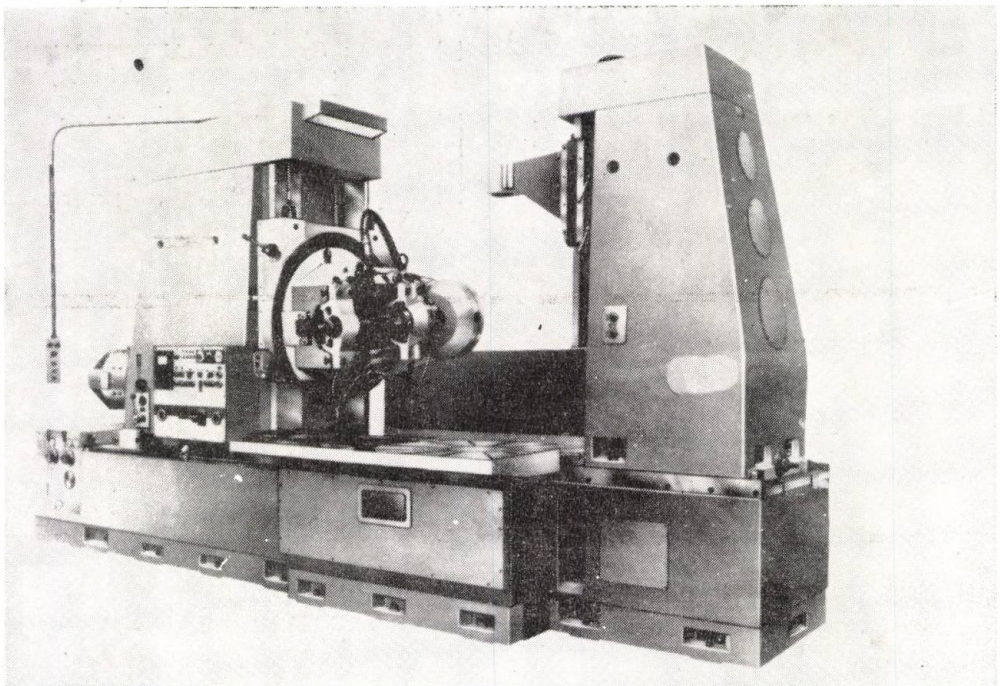
Ferăstrăul poate debita, în ciclu automat semifabricate cu lungimea minimă şi maximă cuprinsă între 5—500 mm.

Intreprinderea suceveană fabrică acest ferăstrău în două variante pentru debitarea semifabricatelor în sculerii şi în ateliere specializate pe debitări centralizate.

Comanda şi acţionarea acestei maşini-unelte se fac electrohidraulic, corespunzînd din punct de vedere al siguranţei în funcţionare. Maşina este echipată cu un numărător de semifabricate debitate pentru care se programează de operator.

Avansul în lanţul cinematic principal, cît şi în lanţul cinematic auxiliar pentru alimentarea în ciclu automat este hidraulic, avînd o stabilitate ridicată. Ferăstrăul **FCA-350** poate fi fabricat şi cu protecţia contra acţiunilor factorilor climatici din climatul cald-umed şi din climatul cald-uscat.

Caracteristici tehnice principale: dimensiunea maximă debitată 120 mm/pentru profilele rotunde, 110 mm pentru profilele pătrate şi 160 mm pentru profilele I; diametrul maxim al pînzei de ferăstrău 355 mm; grosimea pînzei de ferăstrău 4,5 mm; lungimea minimă şi maximă debitată în ciclu automat 5—500 mm; turaţia pînzei de ferăstrău minimă şi maximă 9—27 rot/min; viteza reală de aşchiere 10—30 m/min; viteza avansului tehnologic 0,50 m/min; viteza de retragere rapidă 3000 mm/min; presiunea în sistemul hidraulic 60 bar; puterea totală instalată 6,6 kW; tensiunea 220 V/380 V; frecvenţa 50 Hz; dimensiuni 1950 mm lungime, 1500 mm lăţime şi 1325 înălţime; greutatea 1510 kg.



STRUNG PARALEL CU COMANDĂ NUMERICĂ SP — 500 NCC

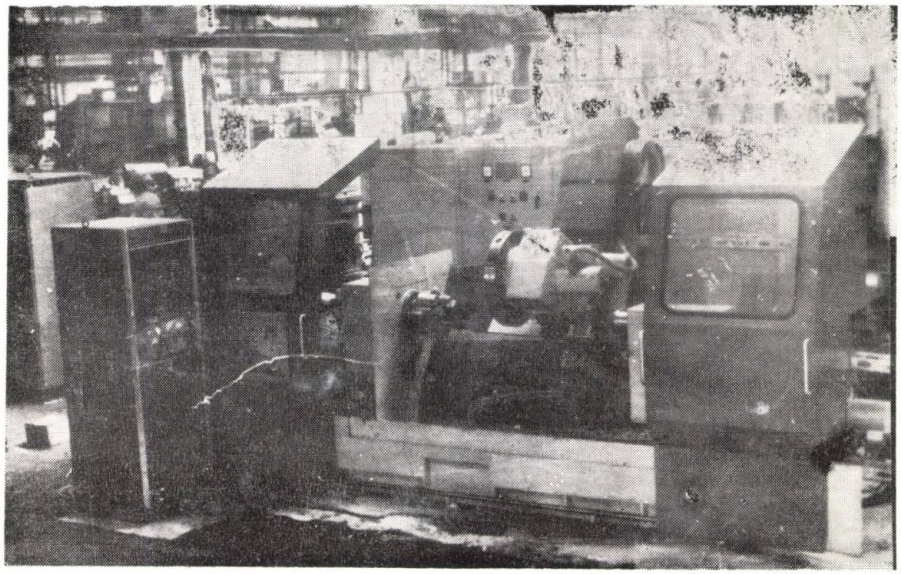
Maşină-unealtă universală, dotată cu comandă numerică de conturare pe două axe, acest nou tip de strung este destinat atelierelor mecanice pentru prelucrarea automată, în serie mică şi mijlocie, a pieselor de revoluţie. Strungul **SP—500 NCC** execută operaţii de strunjire pentru piese cu profile de formă curbilinie, cilindrică şi conică. Cu acest strung pot fi realizate, de asemenea, canale exterioare, interioare, filete cilindrice sau conice. Echipamentul de comandă numerică şi traductorul de filetare asigură generarea unor suprafeţe de mare complexitate, precum şi a filetelor.

Lanţul cinematic principal este constituit din motor electric principal acţionat în curent continuu, cutie de viteze şi păpuşă fixă. De la motorul principal (26 kW) de curent continuu la cutia de viteze mişcarea se transmite prin intermediul unei curele trapezoidale, iar legătura între cutia de viteză şi păpuşa fixă se realizează printr-un cuplaj elastic.

Strîngerea și destrîngerea piesei se face automat cu un dispozitiv de strîngere hidraulic.

Acționarea avansurilor pe cele două axe, se face cu motoare de curent continuu, iar inversarea mișcărilor și deplasările rapide se obțin prin acționarea

maximă a piesei de prelucrat 1250 mm; greutatea maximă admisă a piesei de prelucrat 500 kg; numărul treptelor de turație 3; domeniul de turații reglabile prin motor de curent continuu și printr-o cutie de viteze cu trei trepte 12,5—2000 rot/min; rația tu-



corespunzătoare a motoarelor de curent continuu. Pe sania transversală a suportului de lucru superior se montează magazinul de scule cu 12 posturi de lucru.

Rotirea magazinului de scule se face cu ajutorul unui motor electric de curent alternativ, iar blocarea și deblocarea magazinului de scule sînt realizate hidraulic și mecanic.

Caracteristici tehnice: diametrul maxim de prelucrare peste ghidajele batiului este de 500 mm, iar peste sania suportului de lucru 340 mm; lungimea

rațiilor 1,12; acționarea avansurilor este independentă cu motoare electrice de curent continuu care se aleg în funcție de comanda numerică și de dorința beneficiarului; domeniul avansurilor de lucru 1—1000 mm/min; avansul rapid al suportului de lucru pe ambele axe 500 mm/min; diametrul pinolei 140 mm; cursa pinolei 100 mm; puterea motorului de acționare principală 26 kW la 80—2400 rot/min; puterea totală instalată 40 kW; greutatea strungului fără centralină hidraulică și fără dulapurile electrice 8000 kg; dimensiunile mașinii 4500 x 2200 x 2500 mm.

MAȘINA DE FREZAT LONGITUDINAL CU PORTAL FLP—2200.1 A

Începînd din acest an, Intreprinderea de Mașini-Unelte din Bacău execută după documentația preluată de la firma franceză „Liné" un nou tip de mașină de frezat longitudinal cu portal, simbolizată **FLC—2200.1 A.** Concepută pentru prelucrarea prin frezare a pieselor de gabarit mare (ca de exemplu: batiuri, montați, traverse, mese pentru mașini-unelte, boghiuri pentru locomotive și vagoane etc.) această mașină poate fi utilizată atît pentru lucrările de degroșare, cît și pentru lucrările de finisare. Echiparea ei cu un cap de frezat culisant permite și prelucrarea suprafețelor interioare ale unor piese de formă cutiilor sau a carcaselor. Capul de frezat culisant de 60 kW cu care este echipată mașina **FLP-2000.1 A** are o cursă de 1000 mm.

Productivitatea sporită a acestei mașini este determinată de existența a două mese cuplabile, ceea ce permite ca în timp ce pe una din mese să se prelucreze o piesă, pe cealaltă să fie prinsă și centrată

o altă piesă. Un element nou în construcția acestei mașini care-i conferă o manevrare ușoară și economii mari de timp îl constituie prezența unui panou centralizat pentru toate comenzile mașinii și în care sînt incluse și panourile de afișare a cotei pe toate axele de avans.

Traversa mobilă, avînd și o mișcare cu avans de lucru, permite prelucrări cu regimuri grele de lucru pe direcția verticală.

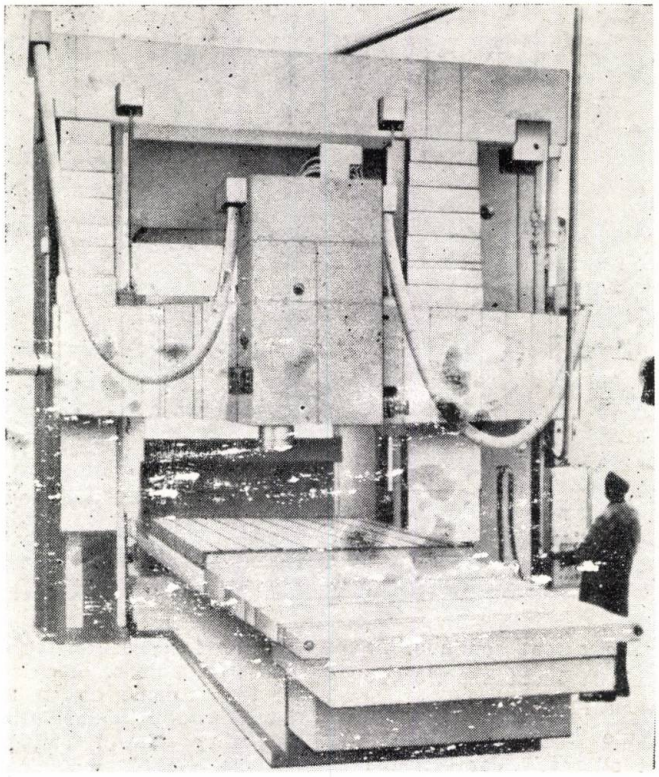
Pentru menținerea preciziei în timpul prelucrării, traversa mobilă este echipată cu un dispozitiv hidraulic pentru reglarea automată, a orizontalității. De asemenea, capul de frezat este echipat cu un dispozitiv hidraulic pentru menținerea perpendicularității pe masă.

Dimensiunile maxime ale piesei ce pot fi prelucrate pe masă sînt de 8000 x 2500 x 2100 mm, iar datorită sistemului de ungere hidrostatică a mesei, aceasta poate suporta o greutate uniform repartizată de 64 tone.

Mașina este prevăzută cu afișaje de cotă pe patru axe. Alimentarea ei se face la o rețea de 3 x 380 V la 50 Hz.

FCP—2200.1 A. este echipată cu patru motoare de curent continuu pentru avansuri (masă traversă, culisă și sanie), cît și pentru acționarea principală de 60 kW.

În componența acestei moderne mașini intră automatul programabil **SMC 109** care-i conferă un plus de siguranță în funcționare și o depanare ușoară.



STRUNG FRONTAL SF — 280

Printre cele mai noi realizări ale Intreprinderii de strunguri Arad figurează și acest modern tip de strung care servește la prelucrarea în serie mijlocie și mare, a unei variate game de piese. Avînd diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje de 440 mm și în mandrină de 280 mm, strungul frontal SF—280 poate

fi utilizat la uzinarea flanşelor, şaibelor, discurilor, roţilor dinţate precum şi la prelucrarea pieselor la care raportul între diametru şi lungime este supranumeric. Maşina lucrează în ciclu automat secvenţa prin programare pe un tablou cu fişe, neinpunînd din partea muncitorului decît o supraveghere atentă. Programul de lucru al acestui modern tip de strung cuprinde turaţiile, direcţia de deplasare a sculei şi sensul de deplasare, avansurile şi sectarea sculei. Limitarea curselor de lucru se face cu came. Funcţionînd după comandă program strungul **SF—280** permite ca un singur muncitor să deservească mai multe maşini.

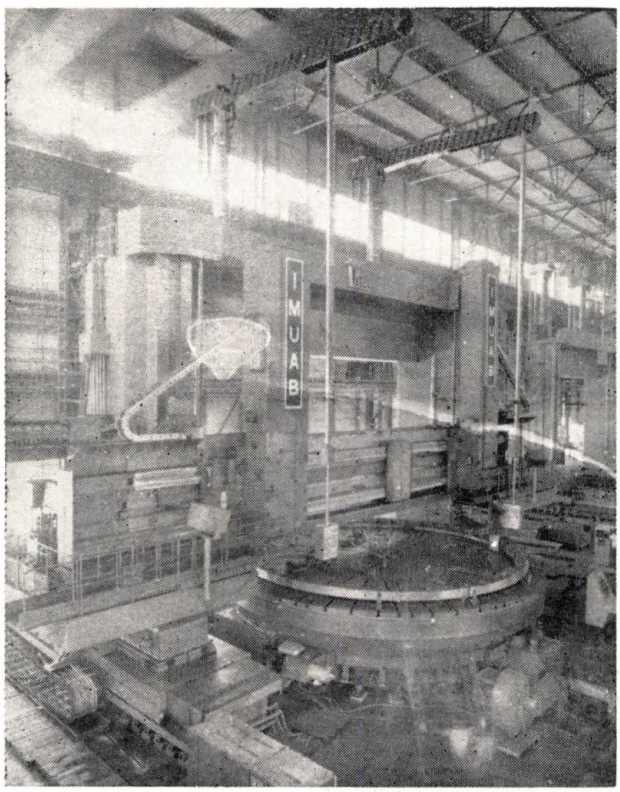
Caracteristici tehnice principale: diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje 440 mm; diametrul maxim de prelucrarea în mandrină 280 mm; diametrul alezajului principal 65 mm; lungimea maximă de prelucrare pe exterior la diametrul ⌀ 280 mm este de 220 mm; lungimea maximă de prelucrare la interior, piesa avînd diametrul exterior ⌀ 280 mm este de 150 mm; lungimea maximă de prelucrat pe exterior la diametrul maxim ⌀ 440 mm este de 150 mm; Turaţiile programabile sînt în număr de 7; domeniul turaţiilor 56—1400 rot/min; domeniile programabile în gama I sînt de la 56—224 rot/min, în gama II: 112—450 rot/min; în gama III: 180—710 rot/min, iar în gama IV: 335—1400 rot/min; domeniul avansurilor tehnologice continue (longitudinale — transversale) sînt cuprinse între 10 şi 500 mm/min; viteza de avans rapid longitudinal şi transversal 3200 mm/min; puterea motorului electric pentru acţionările principale 11/18 kW la 1500/3000 rot/min; puterea motorului de curent continuu pentru acţionarea avansului 2,2 kW; puterea grupului hidraulic 2,2 kW; puterea instalaţiei de ungere centralizate 0,75 kW; greutatea netă a maşinii fără dulapul de comandă şi a accesoriilor 4200 kg; greutatea netă a dulapului de comandă 1200 kg.

Ca accesorii speciale care pot fi utilizate pe acest strung în vederea măririi posibilităţilor de prelucrări cît şi pentru creşterea productivităţii enumerăm: capul de prereglare, dispozitivul de prereglare optică, dispozitivul de prereglare diametre şi lungimi, transportul de span şi portcuţitele.

Începînd din acest an uzina din Arad execută acest strung frontal şi cu comandă numerică de conturare **(SF—280 NCC)** dotare care permite maşinii să realizeze un ciclu automat: strunjiri interioare şi exterioare în trepte sau profilată, găuriri şi filetări interioare şi exterioare.

STRUNG CARUSEL SC—160 D CU DIAMETRUL MAXIM DE PRELUCRARE DE 16000 MM

Realizare de prestigiu a industriei noastre constructoare de maşini, acest strung carusel cu diametrul de prelucrare a pieselor foarte grele (pînă la 400 tone) include în construcţia sa cele mai moderne



soluţii constructive care-i conferă o mare universalitate, o înaltă precizie de lucru şi o siguranţă deosebită în exploatare.

Primul strung de acest fel, executat de Intreprinderea de maşini-unelte şi agregate din Bucureşti se află, în prezent, în curs de montare la Intreprinderea bucureşteană de Maşini Grele.

Constructiv, el este realizat cu doi montanţi şi cu o traversă mobilă, portalul (compus din cei doi montanţi şi traversa fixă) fiind mobil. Platoul este executat, asemenea batiului, din segmente asamblate prin şuruburi şi ştifturi. Platoul este lăgăruit axial prin sustentaţie hidrostatică şi radial cu un rulment cu role de construcţie specială. Cuplul de materiale utilizat la sustentaţia hidrostatică este fontă-bronz. Traversa mobilă, cu o lungime de 17 000 mm şi cu o greutate de 85 tone, este în construcţie sudată cu o structură care-i asigură o mare rigiditate. Ghidajele sale longitudinale sînt 1 din material de îmbunătăţire şi se execută cu o convexitate de 0,15 mm pentru compensarea deformaţiei elastice care ar putea apare în cazul în care suporţi de lucru sînt în poziţie centrală.

Strungul carusel foarte greu SC—160 D este echipat cu un suport de lucru dreapta pentru operaţiile de strunjire (pe el se poate ataşa şi un dispozitiv special pentru executarea de rectificări) şi cu un suport de lucru stînga pentru operaţiile de frezare. Suportul de lucru stînga este prevăzut cu o cutie de viteze acţionată cu un motor de curent continuu (37 kW) pentru realizarea gamei de turaţii a arborelui principal. La acest suport pot fi utilizate — în vederea măririi posibilităţilor de prelucrare o serie de accesorii dintre care amintim capetele de frezare universal şi cel în unghi, prelungitorul pentru frezare şi dispozitivul pentru alezare. Deplasarea suporţilor pe traversă (anexele X şi U) se face cu motoare de curent continuu, mecanismul de ieşire fiind de tipul pinion (dublu) — cremalieră, care asigură prelucrarea corectă a jocului de întoarcere. Culisele sînt prevăzute cu o echilibrare hidraulică. Deplasarea culisei port-sculă în suport se face folosindu-se şuruburi cu bile (axele Z şi W), acţionarea fiind realizată tot cu motoare de curent continuu; ghidarea culisei se obţine cu tanchete cu role şi cu ghi-

daje de alunecare. Suporți de lucru sînt ghidați hidrostatic pe traversă; atît suporții pe traversă, cît și culisele în suporți pot fi blocați hidraulic.

Rotirea lentă a platoului, necesară în cazul operațiilor de frezare, se realizează cu o cutie de avans lent, acționată cu un motor de curent continuu; un dispozitiv special cu celulă fotoelectrică asigură evitarea interferenței în funcționare între cutia de avans lent și cutia de viteze.

Acționarea principală se realizează prin intermediul a două cutii de viteze, simetrice, cu axe verticale, care permit obținerea a trei game de turații. Motoarele de acționare principală au o putere de 100 kW fiecare; antrenarea platoului se face prin intermediul unei coroane executată din fontă specială.

Caracteristici tehnice principale: diametrul platoului 10 000 mm; diametrul maxim de prelucrare 16 000 mm; înălțimea maximă a piesei de prelucrat 5 500 mm; turația platoului 0,125—12,5 rot/min; greutatea maximă a piesei de prelucrat 400 000 kg. Suportul de lucru dreapta are cursa verticală a culisei 3 500 mm; unghiul de rotire $\pm 30°$; pasul de filetare 0,005—200 mm; gama de avansuri 0,5—2400 mm/min; gama de avansuri ale culisei 0,5—2 400 mm/min; Suportul de lucru stînga are cursa verticală a culisei 2500 mm; unghiul de rotire $\pm 30°$; turația arborelui principal 6,3—630 set/min; gama de avansuri ale culisei 0,5—2400 mm/min; Gabaritul strungului 26154 x 17514 x 19640 mm; greutatea mașinii 830 000 kg.

Măsurarea deplasărilor se face cu traductoare „Inductosyn" (liniar și circular).

Strungul Carusel SC—160 D poate primi ca echipamente de comandă numerică pentru 2+3 axe (două axe — suport vertical dreapta) și pentru trei axe (suport vertical stînga și rotire platou).

MAȘINA DE FREZAT ROȚI DINȚATE FD — 3600

Pentru frezarea roților dințate cilindrice cu dantură exterioară, dreaptă sau înclinată, cu diametre pînă la 3500 mm, industria noastră execută această mașină de mare productivitate care lucrează fie prin divizarea continuă folosind în acest scop freze melc, fie prin divizare dinte cu dinte utilizînd pentru aceste freze disc-modul sau freze-deget. Utilizîndu-se un cap special de mortezat pe această mașină sînt prelucrate și roți cu dantura cilindrică interioară dreaptă. Lucrînd cu avans radial pe mașina **FD—3600** pot fi prelucrate și roți melcate. Folosind un dispozitiv special mașina poate realiza danturi cilindrice exterioare sub formă de butoiaș utilizate la angrenajele greu solicitate. Pentru sporirea greutății piesei de prelucrat la 25 000 kg. cu mărirea concomitentă a preciziei de divizare a mașinii constructorul craiovean a prevăzut această mașină cu un dispozitiv de descărcare hidraulică a mesei. Precizia de prelucrare a mașinii este, de asemenea, mărită prin blocarea pe ghidaje în timpul lucrului a coloanei capului de frezat de un sistem pneumohidraulic.

Comenzile de funcționare ale acestei mașini executată de I.U.G. Craiova sînt date de la un tablou fixat pe montant sau de la un pupitru de comandă suspendat.

Pentru prelucrarea roților cu fus înalt FD—3600 este prevăzută cu posibilitatea de fixare a piesei între vîrfuri sau cu lunetă.

Principalele piese ale acestei mașini — batiul, masa coloana — sînt realizate din fontă cu nervuri de consolidare, ceea ce îi conferă o rigiditate maximă și o amortizare optimă a vibrațiilor care pot apare în timpul lucrului.

Ca accesorii speciale cu care poate fi prevăzută mașina, în vederea creșterii gradului ei de universalitate, amintim capul de frezat cu freză deget și dispozitivul de mortezat dantură cilindrică dreaptă interioară.

Caracteristici tehnice principale: diametrul maxim de prelucrat al roții 3 500 mm; diametrul minim de prelucrat al roții 550 mm; modulul maxim de prelucrat cu freza melc 30 mm; cursa verticală a capului de frezat 1 000 mm; numărul de dinți de prelucrat minim/maxim 30/540; sarcina maximă admisă pe masă 25 000 kg; turațiile arborelui port/freză 5—60 rot/min; avansul radial al coloanei (18 trepte) 0,13—2,8 mm/rot masă; dimensiunile mașinii 8 230 x x 3000 x 3650 mm; greutatea mașinii 37 000 kg; clasa de precizie a roții prelucrate este în clasa 6 DIN 3962; alimentarea 380 V/50 Hz.

DECKEL

Frezare, alezare, rectificare, gravare, copiere, erodare. Deckel oferă totul dintr-o sigură mînă. In cursuri speciale familializează Deckel deservanţii clienţilor

SOLUŢIONĂRI DE PROBLEME EN BLOC CU UN SINGUR PROGRAM

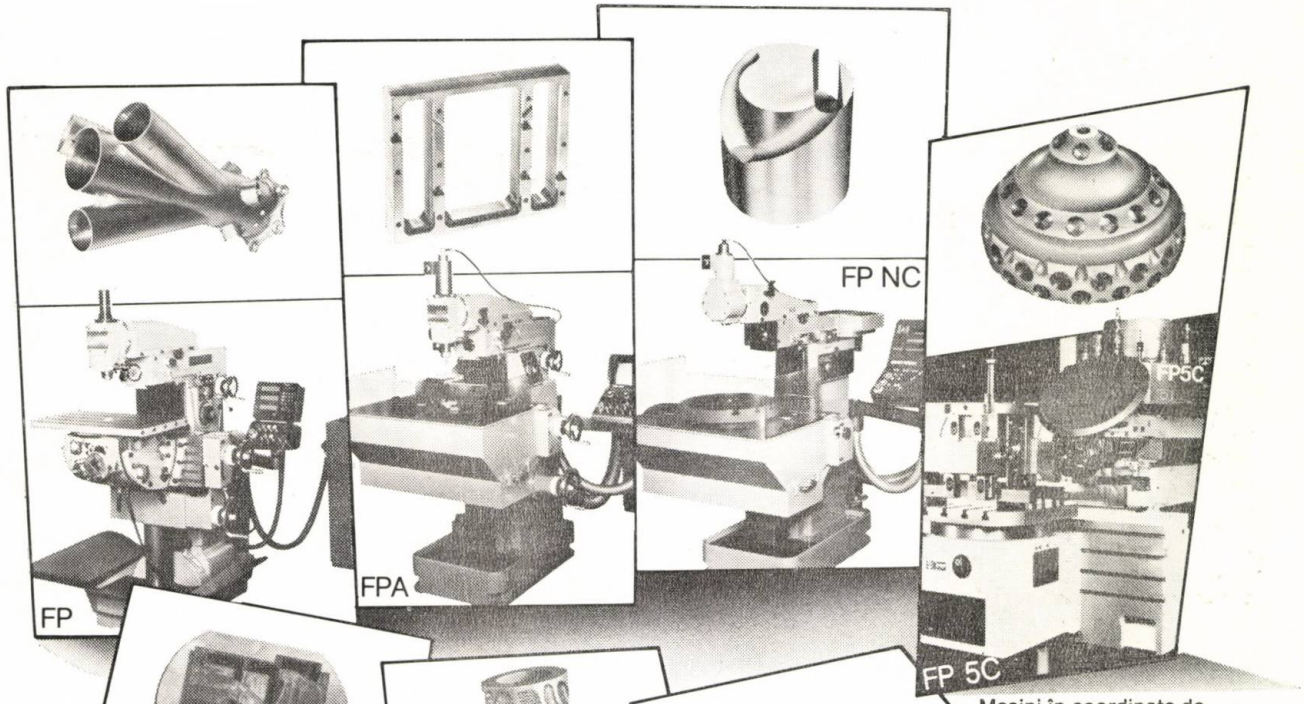
săi cu multiplele aplicaţii ale maşinilor Deckel. Insăşi instruirea în întreţinerea şi ingrijirea maşinilor este program uzual în centrul de instrucţie Deckel.

Maşini universale de frezat şi alezat

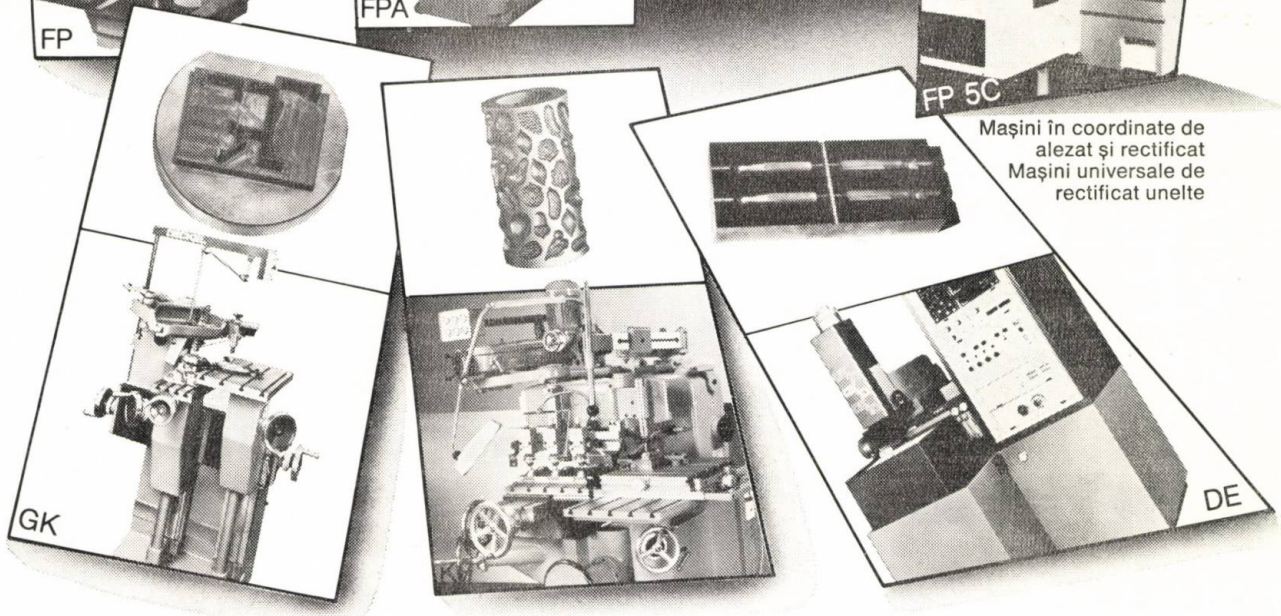
Maşini universale de frezat şi alezat cu comandă CNC de segment

Maşini universale de frezat şi alezat cu comandă CNC de traiectorie

Centre NC de prelucrat FP5C, DZ4



Maşini în coordinate de alezat şi rectificat
Maşini universale de rectificat unelte



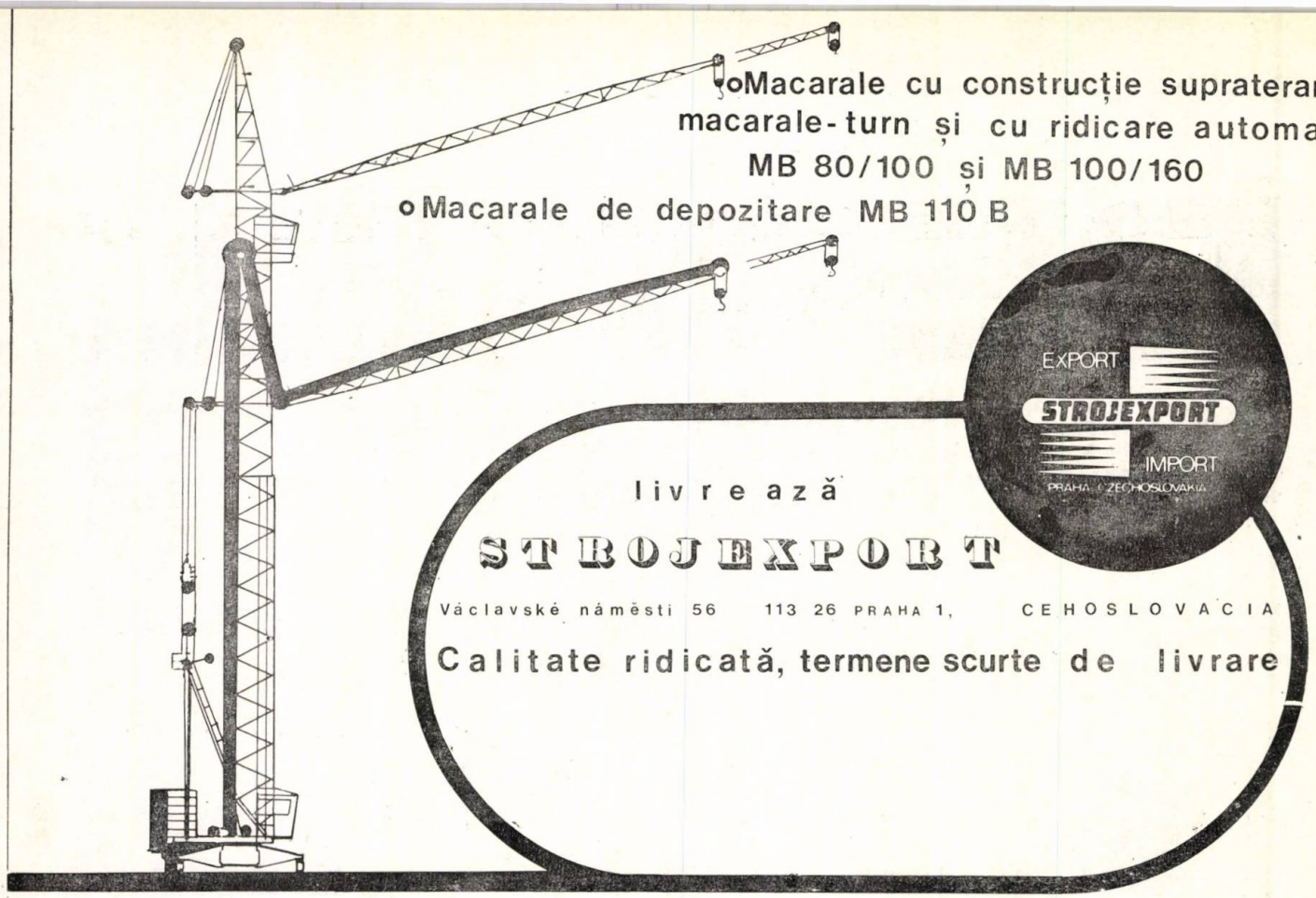
Maşini universale de gravat şi frezat prin copiere

Maşini universale de frezat prin copiere

Maşini de prelucrat prin electro-eroziune

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft, Plinganserstr. 150, D-8000 München 70, RFG, Tel. (089) 76741, Telex 05-23070

rum



PUBLIC

FOREIGN TRADE • PUBLICITY AGENCY • PUBLICOM ROMANIA

PUBLICOM

BUCHAREST — ROMANIA • Nicolae Bălcescu Blvd. • T phone: 14 75 35 • Telex: CAMR 11-374 • Cables: PUBLICOM charest

SPECIALIZED EXHIBITIONS IN 1979

INDUSTRIAL USE EQUIPMENT AND MATERIALS

1. *SCULE — SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE* (Tools — diamond tools — abrazives)	6—9.11.197
2. *AZBEST — PLUTĂ* (Asbestos — Cork)	27—30.11.197

MINES — OIL CHEMISTRY

3. *PESTICIDE* (Pesticides)	18—21.09.197
4. *UTILAJE MINIERE — SECURITATEA ÎN SUBTERAN* (Mining equipment — Mining security)	25—28.09.197

ELECTRONIC & ELECTRICAL ENGINEERING

5. *APARATURA ȘI MATERIALE ELECTRONICE ȘI ELECTROTEHNICE* (Electronic and electrical engineering equipment)	13—16.11.197

TRANSPORTS

6. *AVIAȚIA* (Aircraft equipment)	11—13.09.197

MEASURING AND CONTROL APPARATUS

7. *ÎNCERCĂRI FIZICO-MECANICE ȘI CONTROL NEDISTRUCTIV* (Physico-mechanical tests and nondestructive control)	30.10—2.11.197

OTHER EXHIBITIONS

8. *FOTO — KINO — OPTICA — APARATE MUZICALE — SPORT* (Equipment for photo, film, optics, musics, sport)	20—23.11.19
9. *MOBEXPO — DECORAȚIUNI INTERIOARE* (Furniture — Decorations)	20—23.11.19

TEHNOLOGIA SOCIETĂȚII TIMKEN

Lubrifierea cu unsoare a rulmenților de axe din mașini unelte

Problema

Deși lubrifierea cu unsoare a rulmenților de axe din mașini unelte a fost întotdeauna considerată ca o alternativă destul de economică în raport cu lubrifierea cu ulei, și aceasta în special pentru aplicațiile verticale, caracteristicile unsorilor disponibile actualmente făceau ca utilizarea lor să fie puțin practica.

Lubrifierea cu unsoare limita considerabil viteza maximă a axului; în plus rulmenții trebuiau relubrifiați frecvent din cauza lipsei de lubrifiant sau degenerării proprietăților sale cu trecerea timpului.

Pe de altă parte, sistemele de lubrifiere cu ulei montate la mașini unelte făceau ca acest echipament să fie mai constisitor: pompe, conducte, ajutaje, regulatoare de presiune și întrerupătoare de siguranță trebuiesc în general încorporate.

Soluția

Definirea caracteristicilor rulmenților, în special în materie de lubrifiere cu unsoare, necesită o atenție deosebită.

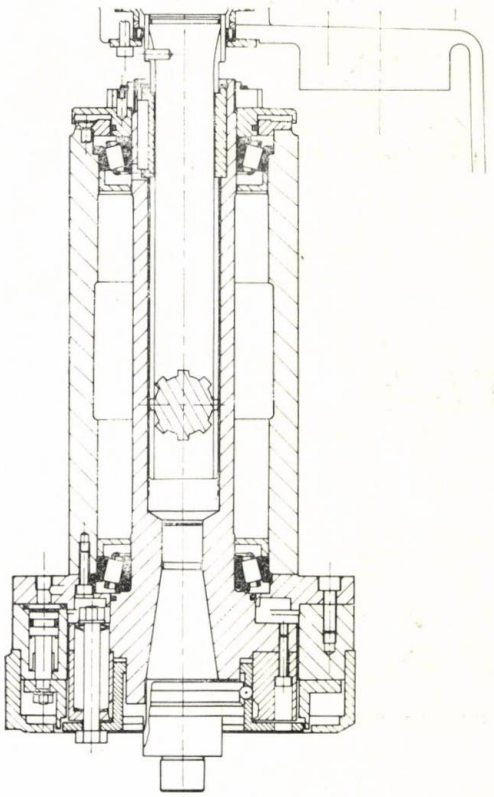
Rigiditatea rulmenților nu trebuie să fie excesivă; aceasta ar duce la creșterea căldurii irosite și în consecință a temperaturii, reducînd astfel durata de întrebuințare a lubrifiantului.

În prezent, odată cu utilizarea rulmenților de axe cu secțiune transversală redusă și a unsorilor de performanță superioară (cuplu scăzut, bună stabilitate mecanică, înalte proprietăți de aderență) lubrifierea cu unsoare a axelor de mașini unelte rapide a devenit în fine o realitate. Odată cu perfecționarea acestor produse pe bază sintetică, o lubrifiere economică cu unsoare a devenit astăzi o metodă practică pentru axele rapide din centrele de uzinare, liniile de transfer, mașinile de alezat și frezat de putere mijlocie ca și pentru toate tipurile de aplicații verticale. La mașinile de producție s-a obținut un factor de 500.000 DN@) și la încercări axele au atins 650.000 DN cu o creștere maximă de temperatură de numai 25°C peste temperatura ambianței.

În general, intervalele de lubrifiere sînt situate între 5.000 și 10.000 ore, depinzînd de condițiile de funcționare și eficacitatea etanșărilor.

Exemplu:

Proiectant:	H. ERNAULT SOMUA
Aplicație:	Ax de freză verticală
Model:	FN 130–132 (FN 120–122)
Viteză:	80–3600 r.p.m.
Putere:	3,7 kW
Factor DN:	265.000
Unsoare de rulmenți de axe:	Klüber Isoflex LDS 18 Special A
Temperatură:	30°C stabilizată la nivelul diametrului exterior al rulmentului frontal (10° peste temperatura ambianței)



@ DN = produsul flanșei conului în mm și al vitezei de rotație în r.p.m.

Timken France –
Succursale de The Timken Company,
B.P. 89, F-68002 Colmar Cedex

TIMKEN®
MARCA DEPUSĂ
RULMENTI CU ROLE CONICE

MAŞINA DE FREZAT UNIVERSALĂ FU 251

— construcţie modernă ;

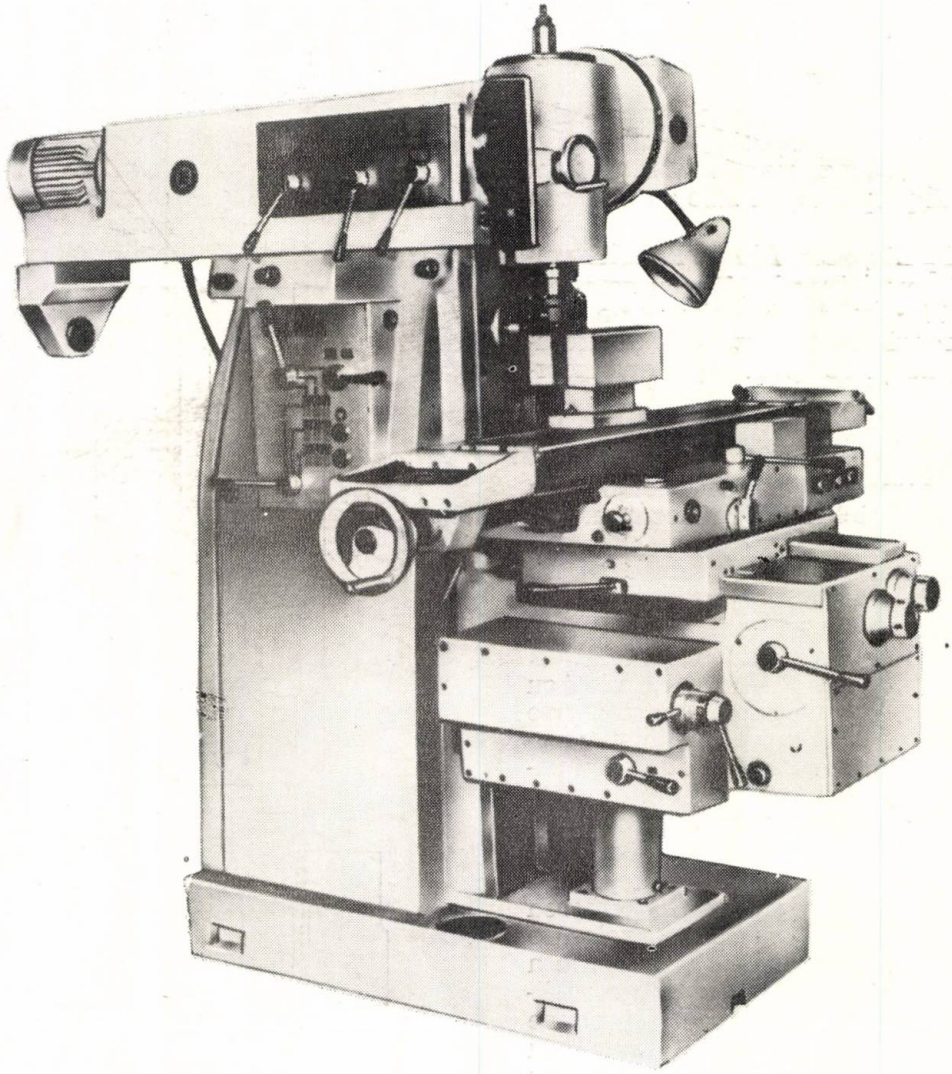
— stabilitate ridicată, cu asigurarea prelucrării precise în regim de sarcină ridicată ;

— rezistenţă la suprasarcină ;

— posibilitatea frezării în cicluri de lucru semiautomate, în linii de producţie sau în cicluri de lucru (oscilante) periodice ;

— construcţie semiautomată pentru frezarea unidirecţională ;

— uşurinţă maximă la montare şi prin ridicarea capetelor verticale de frezat.



Suprafaţa de lucru a mesei	250 x 1120 mm
Funcţionarea mesei	
— longitudinal, automat, manual	765/785 mm
— transversal, automat, manual	230/250 mm
— vertical, automat, manual	390/410 mm
Numărul poziţiilor de avans ale mesei	18
Dimensiunile de gabarit :	
— lungime x lăţime x înălţime	1500 x 1710 x 1630 mm

Exportator : VTO
Sofia, R. P. Bulgaria ul. Aksakova 5
tel. 88.53.21 telex 023—425
telegrame Machinoexport Sofia

MACHINOEXPORT

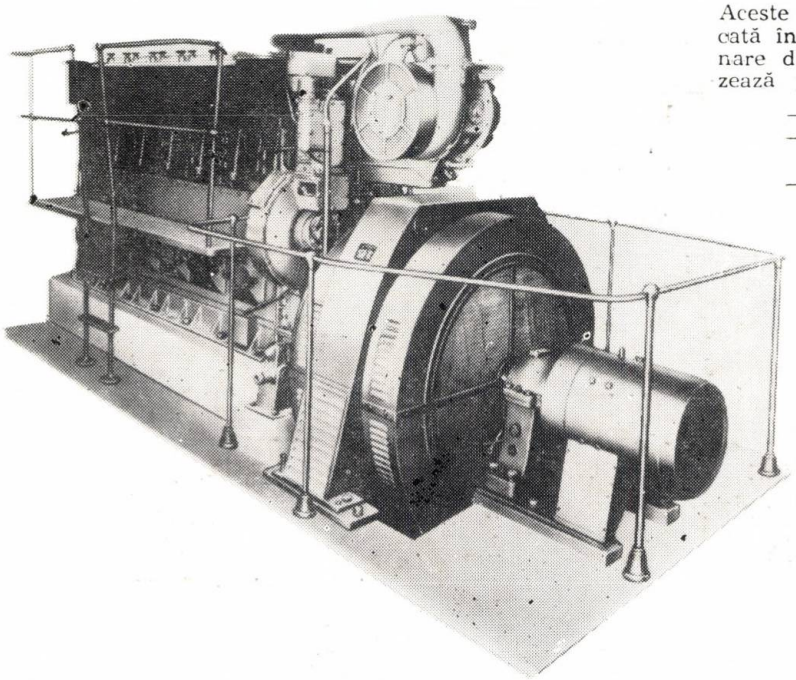
publicom

pragoinvest

exportă

MOTOARE DIESEL ŞI GRUPURI ELECTROGENE DIESEL

cu o gamă largă de puteri de la 7 kVA la 1450 kVA



Aceste agregate, de o concepţie verificată în practică, cu motoare de acţionare diesel, marca ČKD se caracterizează prin următoarele performanţe :

— fiabilitate înaltă ;
— cerinţe reduse în ceea ce priveşte deservirea ;
— durată lungă de exploatare, chiar şi în condiţii de climat dificil ;

IATĂ TIPURILE CARE AU OBŢINUT CELE MAI BUNE REZULTATE ÎN MULTE ŢĂRI :

Puterea în kVA	Tipul de motor	Numărul cilindrilor	Viteza de rotaţie	Cu reglare automată a comenzii
48 şi 73	6 S 110	6	1000, 1500	+
100	6 S 160	6	750	
150 şi 200	6 S 160 PN	6	750, 1000	+
405	6 S 275 III	6	600	+
500	6 S 275 PN	6	500	
608	6 S 275 III PN	6	600	+
825	6 S 275 III PV	6	600	
860	6 S 350 PN	6	375	
1450	9 S 350 II PS	9	375	
Varianta mobilă :				
36, 48 şi 73	3 — 6 S 110	3, 4 şi 6	1500	
200	6 S 160 PN	6	1000	

PN = turbosuflantă de presiune joasă
PS = turbosuflantă de presiune medie
PV = turbosuflantă de presiune înaltă

SE POT LIVRA ŞI SEPARAT NUMAI MOTOARE DIESEL.

Pentru toate celelalte detalii tehnice şi condiţii comerciale vă rugăm să vă adresaţi întreprinderii de export

ČKD PRAHA

pragoinvest

180 56 Praha 9
Tschechoslowakei

PUBLICOM

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule

E 3279
66 R
REFERALVA

DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

- Tehnologii
- Secţii şi utilaje

TÎRGURI ŞI EXPOZIŢII

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

11

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXI ■ NOIEMBRIE ■ 1979

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

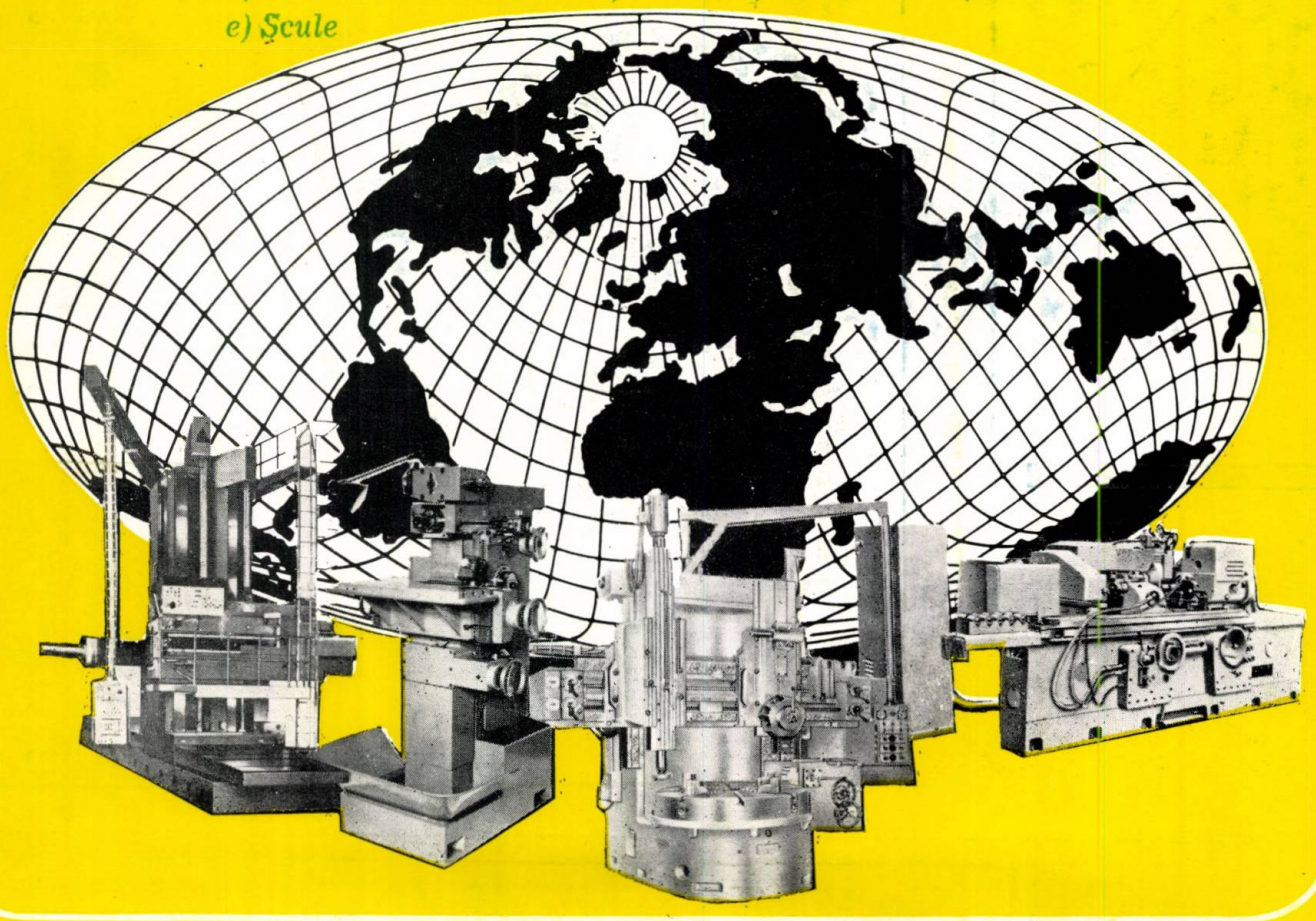
strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule



E 3279

1980 LB 26

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 11, noiembrie, 1979

CUPRINS

Deformarea plastică a metalelor

1. Tehnologii

MIHEȚ, G., DRĂGHICI, S., FIZEȘAN, V., DUMITRU, M. — **Forjarea cu răcirea prealabilă a suprafeței semifabricatului de bază.** 545

BĂLȚATU, M.: — **Contribuții la deformarea plastică a pieselor inelare.** 549

GIURAN, O., CHICULIȚĂ, I., ȘTEFAN, D., GURĂU, A., HORTVATY, AL., CRIJMAN, C.: — **Tehnologii de matrițare de precizie la reperele din bronz-aluminiu pentru cutia de viteze de la autoturisme.** 552

VASILIU, A., COSTEA, D., MOVANU, C.: — **Cu privire la o interpretare statistică a caracteristicilor unui oțel forjat.** 556

PRIDVORNIC, M., GEORGESCU, AURELIA: — **Mecanismul de apariție și căile de evitare ale unor defecte superficiale specifice extruziunii aliajelor neferoase pe bază de aluminiu și cupru.** 562

GEORGESCU-COCOȘ, ȘT.: — **Cu privire la durabilitatea și modelul matematic al fiabilității matrițelor de forjă.** 565

2. Secții și utilaje

HALLER, K.: — **Optimizarea organizării fluxurilor tehnologice în sectoarele calde de prelucrare prin deformare plastică ale fabricației de rulmenți.** 570

TUREAC, I.: — **Cercetări experimentale asupra tensiunilor statice din batiul preselor mecanice de tip deschis.** 575

GUGUI, E., CONESCU, I.: — **Verificarea caracteristicilor tehnice-principale ale ciocanelor de matrițare.** 580

3. Recenzii

GEORGESCU-COCOȘ, S.: — **CHIRIȚĂ, V., DRĂGAN, I., MARIN, Al. VASILIU, A. Matrițarea la cald a metalelor și aliajelor. Ed. Tehnică, București, 1979, 460 pag., 388 fig., 61 tab., 124 ref. bibl., 23 lei** 586 587

GEORGESCU-COCOȘ, S.: — **MOLDOVAN, V., CHIRIȚĂ, V. — Exploatarea rațională a mașinilor de forjat. Ed. tehnică, București, 1979, 217 pag., 141 fig., 46 tab., 92 ref. bibl., tiraj 3350 + 60, 10,50 lei.**

GEORGESCU-COCOȘ, S.: — **ENACHE, ST., PRIDVORNIC, M., DRAGU, D.: — Proiectarea formei în construcția de mașini. Ed. tehnică, București, 1979, 382 pag., 621 fig., 47 tab., 115 ref. bibl., 35 lei.** 587

4. Tîrguri și expoziții

KEDVEȘ, E.: — **Construcția de mașini la EREN'79.** 583

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: ing. Vasiliu Armand

SUMARE

CZ : 612.73 : 65.011.42

Miheț, G., Drăghici, S., Fizeșan, V., Dumitru, M.: **Forjarea cu răcire prealabilă a suprafeței semifabricatului de bază.**

Se prezintă o așa-numita tehnologie de forjare „JTS forging process" în urma căreia se elimină o serie de defecte ca fulgi, fisuri pe segregații etc., ca urmare a unor stări favorabile de tensiune. Procedeul — prezentat în detaliu — are un grad înalt de prelucrare a zonei axiale a lingoului necesitînd astfel un grad de forjare mai mic decît la forjarea convențională.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 4 fig., 3 ref.

CZ : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Bălțatu, M.: **Contribuții la deformarea plastică a pieselor inelare.**

Pe baza unor cercetări experimentale, s-a obținut o îmbunătățire a caracteristicilor mecanice, a preciziei dimensionale și a calității suprafeței interioare la piese inelare forjate din aliaje diferite. Procedeul constă dintr-o forjare pe dorn cu o suprafață activă eliptică și s-a aplicat cu rezultate remarcabile la fabricarea gulerelor pentru pistoanele de motor Diesel la I.C.M. Reșița.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 5 fig., 4 ref.

CZ : 621.983 : 629.113/.114 : 621—585

Giuran, O., Chiculiță, I., Ștefan, D., Gurău, A., Horvaty, A., Crijman, C.: **Tehnologii de matrițare de precizie la reperele din bronz-aluminiu pentru cutia de viteze de la autoturisme.**

Lucrarea descrie rezultatele unor cercetări de asimilare a furcilor, matrițate de precizie printr-un procedeu mixt de turnare-matrițare. Rezultatele experimentale sînt transpuse într-un program de asimilare industrială.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 6 fig., 4 tab.

CZ : 519.2 : 669.14.018.291

Vasiliu, A., Costea, D., Movanu, C.: **Cu privire la o interpretare statistică a caracteristicilor unui oțel forjat.**

Autorii comentează rezultatele unei analize de varianță asupra proprietăților mecanice la piesele mari din oțel forjat. Din analiză, rezultă că gradul de forjare, conținutul de oxigen și temperaturile de turnare și forjare influențează caracteristicile oțelului forjat, în special gîtuirea.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 14 fig., 11 ref.

CZ : 658.562.022.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Pridvornic, M., Georgescu, Aurelia: **Mecanismul de apariție și căile de evitare ale unor defecte superficiale specifice extruziunii aliajelor neferoase pe bază de aluminiu și cupru.**

Defectele superficiale de tip băsicuțe cu gaze se datoresc gazelor reținute în conteiner sau provenite din arderea lubrifiantului. Pentru evitarea lor se propun cîteva metode ca: micșorarea diferențelor de diametre între semifabricat și conteiner sub 1%, ori utilizarea semifabricatelor conice.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 9 fig., 3 ref.

CZ : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Georgescu-Cocoș, Șt.: **Cu privire la durabilitatea și modelul matematic al fiabilității matrițelor de forjă.**

Se analizează, pe scurt, parametrii de influență ai durabilității matrițelor și se prezintă un model matematic bazat pe legea Weibull, modelul de fișe pentru colectarea observațiilor și căile de mărire a duratei de viață a matrițelor.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 4 fig., 8 ref.

CZ : 621.974

Gugui, E. și Ionescu, I.: **Verificarea caracteristicilor tehnice principale ale ciocanelor de matrițare.**

Pornind de la necesitatea de verificare a caracteristicilor tehnice la utilajele din exploatare, se prezintă programul de măsurători și metodele pentru determinarea energiei de lovire (lucrul mecanic de deformare), randamentul industrial, rigiditatea statică și regimul ergometric al funcționării ciocanelor de matrițare cu șabotă fixă sau mobilă.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 13 fig.

CZ : 621.78 : 621.822

Haller, K.: **Optimizarea organizării fluxurilor tehnologice în sectoarele calde de prelucrare prin deformare plastică ale fabricației de rulmenți.**

După o analiză a calității, consumului de metal și randamentului în secțiile de fabricație a inelelor de rulmenți se prezintă mai multe variante, fiecare cu o serie de îmbunătățiri, în scopul optimizării procesului de producție.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 6 fig.,

CZ : 539.319 : 621.979

Tureac, I.: **Cercetări experimentale asupra tensiunilor statice din batiul preselor mecanice de tip deschis.**

Pe baza unor cercetări originale de tensometrie electrică rezistivă și de fotoelasticimetrie pe model PELI și PAI se fac propuneri de raționalizare a formei batiurilor ținînd cont și de datele existente specifice.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 8 fig., 4 tab., 9 ref.

CONTENTS

DC : 621.73 : 65.011.42

Miheț, G., Drăghici, S., Fizeșan, V., Dumitru, M.: **Forging with prior cooling of the basic semiproducts surface.**

The so called forging technology „JTS forging process" is presented; based on this technology some defects such as flakes, fissure on segregations a.s.o. are avoided, due to a favourable stress state. The method, presented in detail in the paper, has a high processing degree of the axial ingot zone, thus needing a less high forging degree as in conventional forging.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 4 fig., 3 ref.

DC : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Bălțatu, M.: **Contributions to plastic deformation of annular parts.**

On the basis of some experimental researches, an improvement of mechanical features, size accuracy and inner surface quality of annular parts forged of various alloys has been obtained. The method consists of forging on rod with elliptical working surface and has been applied with considerable results in collar manufacturing for diesel motor pistons in the mechanical engineering enterprise of Reșița.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 5 fig., 4 ref.

DC : 621.983 : 629.113/.114 : 621—585

Giuran, O., Chiculiță, I., Ștefan, D., Gurău, A., Horvathy, A., Crijman, C.: **Technologies of precision die-forging of bronze-aluminium parts for car gearboxes.**

The paper describes the results of some assimilation researches of precision die-forged forks; this researches were carried out by means of a mixed method of casting and die-forging. The experimental results are converted into a programme of industrial assimilation.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 6 fig., 4 tab.

DC : 519.2 : 669.14.018.291

Vasiliu, A., Costea, D., Movanu, C.: **Concerning a statistical interpretation of forged steel features.**

The authors discuss upon the results of a variance analysis on mechanical features characterising the big parts of forged steel. Based on this analysis, it results that forging degree, oxigen contents and casting and forging temperatures are influencing the features of forged steel, especially the bottlenecks.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 14 fig., 11 ref.

DC : 658.562.012.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Pridvornic, M., Georgescu, Aurelia: **Occurance mechanism and ways to avoid certain superficial defects, particular to extrusion of nonferrous alloys based on aluminium and copper.**

Superficial defects of gas bubble type are due to gases retained in the die or resulted from burned lubricants. To avoid them, some methods are suggested, such as: decreasing diameter differences between the semiproduct and the die under 1%, or using cone shaped semiproducts.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 9 fig., 3 ref.

DC : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Georgescu-Cocoș, St.: **Relating to endurance and mathematical model of forging die reliability.**

Influence parameters of dies endurance are briefly analyzed and a mathematical model is presented, based on Weybull's law, as well as the cards model for data collecting and the ways to extend die life.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 4 fig., 8 ref.

DC : 621.78 : 621.822

Haller, K.: **Optimisation of technological flow organization in hot metal processing through plastic deformation in ball bearings manufacturing.**

After a critical analysis of quality, metal consumption and efficiency in bearing rings manufacturing, several alternatives are presented, each with a number of improvements, in order to optimize the production process.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 6 fig.,

DC : 539.319 : 621.979

Tureac, I.: **Experimental research on statical stress on the body of open type mechanical presses.**

Further to some original researches concerning electrical resistive tensometry and light elasticimetry carried out on model and on the real body of the presses made in Romania PELI and PAI, suggestions are made for rationalizing body shapes, taking into account the existent specific data, too.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 8 fig., 4 tab., 9 ref.

DC : 621.974

Gugui, E. and Conescu, I.: **Verifying the main technical features of die hammers.**

Starting from the need to verify technical features of the running equipment, the measurement programme and the methods to establish impact energy (mechanical work for deformation), industrial productivity, statical stiffness and ergometric working conditions to operate die hammers with fixed and mobile bed-plate are presented.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 11, 13 fig.

SOMMAIRE

CD : 621.73 : 65.011.42

Miheț, G., Drăghici, S., Fizeșan, V., Dumitru, M.: **Forgeage à refroidissement préalable de la surface du semiproduit de base.**

On présente la technologie de forgeage dénommée „JTS forging process" à l'aide de laquelle on élimine une série de défauts, comme flocons, fissures sur ségrégations etc., par suite des états favorables de tension. Le procédé, présenté en detail, se caractérise par un degré élevé d'usinage de la zone axiale du lingot, ce qui conduit à un degré de forgeage moindre, par rapport au forgeage conventionnel.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 4 fig., 3 réf.

CD : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Bălțatu, M.: **Contributions à la déformation plastique des pièces annulaires.**

Des recherches expérimentales ont mené à l'amélioration des caractéristiques mécaniques, de la précision dimensionales et de la qualité de la surface intérieure des pièces annulaires forgées en partant de différents alliages. Le procédé consistant en forgeage sur mandrin à l'aide d'une surface active élliptique a été appliqué avec des résultats remarquables dans la fabrication des cols de piston pour moteurs diesel à l'Entreprese de construction mécanique de Reșița.

Construcția de mașini, 31 (1970), No. 11, 5 fig., 4 réf.

CD : 621.983 : 629.113/.114 : 621—585

Giuran, O., Chiculiță, I., Ștefan, D. Gurău, A., Horvathy, A., Crijman, C.: **Technologies de matriçage de précision des repères de bronze-aluminium pour la boîte de vitesse des voitures.**

L'ouvrage présente les résultats des recherches réalisées pour assimiler les fourches forgées en matrices de précision, à l'aide d'un procédé mixte pour fondre-forger en matrice. Les résultats expérimentaux sont transposés en un programme d'assimilation industrielle.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 6 fig., 4 tab.

CD : 519.2 : 669.14.018.291

Vasiliu, A., Costea, D., Movanu, C.: **A propos d'une interprétation statistique des caractéristiques de l'acier foragé.**

Les auteurs commentent les résultats d'une anallyse de variance sur les propriétés mécaniques des grandes pièces d'acier forgé. De l'analyse, il résulte que le degré de forgeage ainsi que la teneur en oxygène et la température de forge et de coulée influencent les caractéristiques de l'acier forgé, spécialement les étranglements.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 14 fig., 11 réf.

CD : 658.562.012.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Pridvornic, M., Georgescu, Aurelia: **Le mécanisme d'apparition et les voies pour éviter les défauts superficiels spécifiques à l'extrusion des alliages non-ferreux sur base d'aluminium et de cuivre.**

Les défauts superficiels de type bulles à gaz sont dus aux gazes retenus en matrice, ou provenant du lubrifiant brulé. Afin de les éviter, on propose quelques méthodes, soit : de réduire les différences de diamètre entre le semiproduit et le container sous 1%, ou bien d'utiliser des semiproduits coniques.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 9 fig., 3 réf.

CD : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Georgescu-Cocoș, St.: **A propos de la durabilité et du modèle mathématique de la fiabilité des matrices de forgeage.**

On analyse brièvement les paramètres d'influence de la durabilité des matrices et on présente un modèle mathématique basé sur la loi de Weybull, le modèle des fiches pour la collecte des observations ainsi que les voies qui assurent l'augmentation de la durée de vie des matrices.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 4 fig., 8 réf.

CD : 621.78 : 621.822

Haller, K.: **Optimisation de l'organisation du flux technologique dans les secteurs chauds d'usinage par déformation plastique de la fabrication des roulements.**

Après une analyse critique de la qualité, de la consommation de métal et du rendement dans les sections de fabrication des anneaux de roulements, on présente plusieures variantes, chaqune avec un nombre d'améliorations, afin d'optimiser le procéssus de production.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 6 fig.,

CD : 539.319 : 621.979

Tureac, I.: **Recherches expérimentales concernant les tensions statistiques dans les bâtis des presses mécaniques de type ouvert.**

Conformément aux recherches originales de tensométrie électrique résistive et de photoélasticimétrie sur un modèle et sur le bâti réel des presses de production roumaine PELI et PAI, on donne des sugestion pour rationaliser la forme des bâtis, tout en tenant compte aussi des dates spécifiques existentes.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 8 fig., 4 tab., 9 réf.

CD : 621.974

Gugui, E. and Conescu I.: **Verification des caractéristiques techniques principales des marteaux à matricer.**

En partant de la nécessité de vérifier les caractéristiques techniques des outillages en exploitation, on présente le programme de mesurages et les méthodes pour déterminer l'énergie de choc (le travail mécanique de déformation), le rendement industriel, la rigidité statique et le régime ergométrique pour le fonctionnement des marteaux à matricer à chabotte fixe ou mobile.

Construcția de mașini, 31 (1979), No. 11, 13 fig.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.73 : 65.011.42

Miheț, G., Drăghici, S., Fizeșan, V., Dumitru, M.: **Oberflächenschmieden mit Vorkühlung des Grundhalberzeugnisses.**

Man beschreibt die so genannte Schmiedetechnologie „JTS forging process", mit der ein Anzahl von Fehler so wie Flocken„ Segregationsrisse u.s.w. beseitigt werden, infolge günstigen Spannungslagen. Das eingehend beschriebene Verfahren hat einen hohen Bearbeitungsgrad des Achsenbereichs des Barren und benötigt deshalb einen kleineren Schmiedungsgrad als beim herkömmlichen Schmieden.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 4 Abb., 3 Lit.

DK : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Bălțatu, M.: **Beiträge zur Umformtechnik von ringförmigen Werkstücken.**

Auf Grund einiger Experimentalforschungen, erzielte man eine Verbesserung der mechanischen Kennzeichen, der Abmessungsprözision und inneren Oberflächengüte bei den geschmiedeten ringförmigen Werkstücken aus verschiedenen Legierungen. Das Verfahren besteth aus Schmieden am Dorn mit elliptischer wirksamer Oberfläche und wurde mit beachtilchen Ergebnissen bei der Kragenerzeugung für Dieselmotorkolben in den reșițaer Mnschinenbauwerken eingesetzt.

Construcția de mașini 31 (1979), Nr. 11, 5 Abb., 4 Lit.

DK : 621.983 : 621.113/.114 : 621—585

Giuran, O., Chiculiță, I., Ștefan, D., Gurău, A., Horvathy, A., Crijman, C.: **Genautechnologie für Gesenkschmieden bei Bronze-Aluminium-Einzelteile für Antriebskasten von PKW-s.**

Die Arbeit beschreibt die Ergebnisse mancher Aneignungsforschungen der genaugesenkschmiedeten Gabel durch ein gemischtes Giess — und Gesenkschmiedverfahren. Die Versuchsergebnisse sind in ein Betriebsaneignungsprogramm umgestelt.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 6 Abb., 4 Tab.

DK : 519.2 : 669.14.018.291

Vasiliu, A., Costea, D., Movanu, C.: **Über einer statistischen Auslegung der Kennzeichen des Schmiedestahls.**

Die Verfasser erläuteren die Ergebnisse einer Varianz-analyse über den mechanischen Eigenschaften grosser Werkstücke aus Schmiedestahl. Aus der Analyse ergibt sich, dass Schmiedegrad, Sauerstoffinhalt sowie Giess — und Schmiedetemperatur die Kennzeichen des Schmiedestahls beeinflussen, insbesondere die Drosselungen.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 14 Abb., 11 Lit.

DK : 658.562.012.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Pridvornic, M., Georgescu, Aurelia : **Erscheinungsmechanismus und Vermeidungsmittel mancher für Strangpressung von alu — und kupferhaltigen Nichteisenlegierungen spezifische Oberflächenfehler.**

Die gasblasenartige Oberflächenfehler erscheinen infolge der in dem Kontainer behaltene oder aus der Verbrennung des Schmiermittels gestammten Gasen. Um sie zu vermeiden, werden manche Methoden vorgeschlagen, wie : Verminderung der Durchmesserunterschiede zwischen den Halberzeugniss und Kontainer unter 1% oder Einsatz kegelförmiger Halberzeugnisse.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 9 Abb., 3 Lit.

DK : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Georgescu-Cocoș, St.: **Die Dauerhaftigkeit und das mathematische Modell der Zuverlässigkeit von Schmiedegesenken.**

Man analysiert kurtzgefasst die Einflussparameter de Gesenkdauerhaftigkeit und gibt ein mathematisches Modell an, auf Grund der Weybullgesetzes, sowie das Karteimodell für die Erfassung der Bemerkungen und die Verlängerungswege der Gesenkslebensdauer.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 4 Abb., 8 Lit.

DK : 621.78 : 621.822

Haller, K.: **Optimierung der Organisation von technologischen Flüssen in Kugellagerfertigung durch Warmumformtechnik.**

Nach einer kritischen Analyse der Qualitäts, des Metallverbrauchs und des Leistung in den Herstellungsabteilungen der Kugellagerringe, stellt man mehrere Varianten dar, je mit einer Reihe von Verbesserungen, um den Produktionsvorgang zu optimieren.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 6 Abb.

DK : 539.319 : 621.979

Tureac, I.: **Experimentalforschungen über statische Spannungen im Gestell der mechanischen Pressen offener Art.**

Auf Grund eigener Forschungen von elektrischen Widerstandstensometrie und Lichtelastizitätsmessung auf einen Modell und auf den wahrhaften Gestell der Pressen rumänischer Herstellung PELI und PAI, macht man Rationalisierungsvorschläge für Gestellgestaltung, in den man auch die herkömmlichen Fachangaben berücksichtigt.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 8 Abb., 4 Tab., 9 Lit.

DK : 621. 974

Gugui, E., Conescu, I.: **Überprüfung der technischen Hauptkennzeichen von Gesenkhammern.**

Aug Grund der Überprüfungsnötigkeit der technischen Kennzeichen bei den Betriebsanlagen, stellt man das Messprogramm und die Ermittlungsmethoden für Schlagenergie (mechanische Umformungsarbeit), Betriebsleistung, statische Starrheit und den ergometrischen Betrieb der Gesenkhämmer mit fester und beweglicher Schabotte, dar.

Construcția de mașini, 31 (1979), Nr. 11, 13 Abb.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.73 : 65.011.42

Михец, Т., Дрэгич, С., Физешан, В., Думитру, М. : **Ковка с предварительным охлаждением поверности основной зоготовки.**

Излагается так называемая технология ковки „JTS forging process" вследствие которой устраняются ряд дефектов как : пушинки „(флокены), трещины на сегрегациах и.т.д., благодоря некоторым благоприятным состоянии напряжении. Этот способ — представленный детально — выделятся высокой степенью обрабатываемости осебой зоны слитка, требующей, таким образом более низкую степень ковки чем при условной ковки.

Constructia de maşini,
31 (1979), н. 11, 4 фиг. 3 библ.

ДК : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Бэлцату, М. : **Вклады к вопросу Обработки давлением кольцевых изделии.**

На основе некоторых успешных опытных исследовании, достигнуто улучшение механических характеристик, размерной точности и качества внутренней поверхности кольцевых ковочных изделии из различных сплавов. Способ состоит из ковки на бородке элиптической активной поверхности и применялся с выдающими результатами для производства буртиков поршней дизельных моторов в машиностроительном предприятий Решица.

Constructia de maşini,
31 (1979), н. 11, 5 фиг., 4 библ.

ДК : 621.983 ; 621.113/.114 ; 621—585

Джюран, О., Кикулицэ, И., Штефан, Д., Гурэу, А., Хорвати, А., Крижман, К. : **Технология точной штамповки бронзо - аллюминиевых реперов к коробке передач для лёгковых автомобилей.**

Работа описывает результаты исследований для ассимилации (усвоения) вилок изготовлённых точной штамповкой и смешанными способом „литьё — штамповка". Экспериментальные результаты включены в программу усвоения их в промышленности.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 6 фиг., 4 табл.

ДК : 519.2 ; 669.14.018.291

Василиу, А., Костя, Д., Мовану, К. : **В связу с статической интерпретации характеристик ковочной стали.**

Авторы комментируют результаты анализа варианта касательно механических своиств крупных изделий изготовленных из кованной стали. Из результата анализа следует что ковкость, содержание кислорода и температуры литья и ковки влияют на характеристики кованной стали, в особенности на сужение.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 14 фиг. 11 библ.

ДК : 658. 562.012.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Придворник, М., Джорджеску, Аурелия : **Механизм появления и пути избегания некоторых поверхостных дефектов специфических выдавливанию безцветных силавов на алюминиевых и медных основах.**

Поверхностные дефекты в виде газовых пузырей являются последствием задержки газов в контаннере или сгорании смазочных веществ. Для их избежания предлагаются два способа и именно : сокращение разниц между диаметрами заготовки и контаннера ниже 1%, или пользованием конических заготовок.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 9 фиг., 3 библ.

ДК : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Джорджеску - Кокош, Ст. : **Касательно прочности и математической модели долговечия ковочных матряц.**

Анализируется, кратко, параметры влияния долговечия матриц и представляются : одна математическая модель основанная на законе Вэйбула (Weibull), модель карточки для сбора наблюдении и замечании и пути увеличения долговечности матриц.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 4 фиг., 8 библ.

ДК : 621.78 : 621.822

Халлер, К. : **Оптимизации технологических потоков в теплых участках обработки давлением изготовлении шарикоподшипников.**

После критического анализа качества, расхода металла и производительности в цехах фабрикации шарикоподшипниковых колец, представляются несколько вариантов, каждый с некоторыми улучшениями, в целях оптимизации производстенного процесса.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 6 фиг.

ДК : 539.319 : 621.979

Туряк, И. : **Экспериментальные исследования касательно статических напряжении в станинах механических прессов открытого типа.**

На основе некоторых оригинальных исслодований в электрическо - резистивной тензометии и фотогибкометрии на модели и реальной станине прессов румынского пройзводства ПЕЛН и ПАН, продвигаются предложения о рационализации формы станин, считаясь и с существующими специфическими данными.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 8 фиг., 4 табл., 9 библ.

ДК : 621.974

Гугуй, Е., Конеску, И. : **Проверка главных технических характеристик ковочных молотов.**

Исходя от необходимости проверки технических характеристик оборудовании в эксплуатации, представляется программа измерении и способы определении ударной энергии (реформационная механическая работа), промышленная производительность, статическая жёстокость и эргометрический режим работы ковочных молотов с неподвижными и подвижным шаботом.

Constructia de maşini,
31 (1979), нр. 11, 13 фиг.

CZ : 612.73 : 65.011.42

Forjarea cu răcirea prealabilă a suprafeței semifabricatului de bază

Ing. G. MIHEȚ, ing. S. DRĂGHICI, ing. V. FIZEȘAN, ing. M. DUMITRU — Întreprinderea de Mașini Grele București

Procedeul de forjare cu răcirea prealabilă a suprafeței semifabricatului de bază, cunoscut sub denumirea „JTS forging process", a fost conceput și aplicat pentru prima dată la uzinele din Muroran ale firmei Japan Steel Works, Ltd (JSW), în anul 1958, de către Mankich Tateno și Shyoichi Shikano. Principalele caracteristici ale noului procedeu de forjare au fost comunicate — fără însă să se prezinte detalii de natură să dezvăluie secretul de fabricație — de către autorii acestuia în lucrările [1, 2].

După publicarea lucrării fundamentale [1] a acestora, în diverse țări ale lumii au fost inițiate cercetări pentru stabilirea soluțiilor practice de aplicare a noului procedeu de lucru. O astfel de cercetare a fost efectuată în cursul anului 1978 și la Intreprinderea de mașini grele București. În acest scop, pe baza datelor cunoscute, a fost elaborată o soluție de aplicare a acestui procedeu.

La proiectarea regimului termomecanic al forjării s-au luat în considerare următoarele :

— forma secțiunii semifabricatului : — pătrată cu latura a ;

— nicovale plan-paralele : nicovala superioară de lățime $b = 0{,}7 \cdot a$, iar cea inferioară — cu dimensiunile suprafeței de lucru de 2000 x 2000 mm. ;

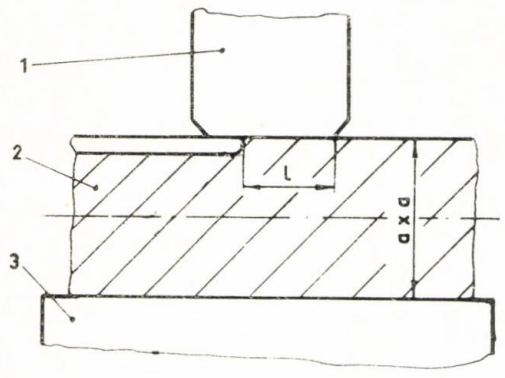


Fig. 1 Schema ansamblului nicovală — blum pentru stabilirea avansului de forjare 1 — nicovală superioară ; 2 — blum ; 3 — platou.

— avansul relativ de forjare (fig. 1) va respecta condiția lui G.S. Mican pentru obținerea conturului vertical de formă convexă, căruia îi este asociată starea de tensiune caracterizată prin schema de compresiune triaxială [3] :

$$l/a > m = 1/1{,}8 ;$$

— parametrii termici ai procesului de forjare vor fi corespunzători temperaturii suprafeței semifabricatului, situate la limita intervalului de temperaturi admis pentru marca de oțel dată ;

— adîncimea de pătrundere va fi corelată cu temperatura suprafeței semifabricatului.

Eficiența procedeului a fost studiată în condiții industriale pe blocuri în masa cărora a fost provocată formarea pe cale naturală, a defectelor de compactitate de tipul fulgilor, fisurilor pe segregații, etc. Experimentarea s-a făcut pe blumuri de secțiune pătrată 800 x 800 mm., obținute din lingouri octogonale de 12 Mg din oțel 34 Mo C N 15. Principalele faze ale procesului tehnologic de forjare, sînt prezentate în figura 2.

La prima încercare — datorită faptului că s-a folosit un lingou din oțel degazat în vid — cu măsurile preconizate, nu s-a reușit provocarea de defecte interne semnificative, din care cauză blumul obținut din acest lingou a fost reintrodus în procesul de producție. Experimentarea a fost reluată pe un al doilea lingou din același oțel, elaborat de această dată într-un cuptor electric cu arc fără degazare și turnat în aer. Compoziția chimică, în procente, a oțelului a fost următoarea : C — 0,36 ; Mn — 0,51 ; Si — 0,26 ; Cr — 1,47; Ni — 1,52 ; Mo —0,19 ; P — 0,013 ; S — 0,008; Cu — 0,16 ; Ti — 0,005.

Pentru provocarea formării de defecte interne, de tipul discontinuităților de material, în procesul tehnologic au fost introduse variabile considerate ca abateri grave de la instrucțiunile de lucru existente și anume :

a. — după încălzirea la temperatura de forjare, lingoul a fost supus unei refulări directe fără întindere prealabilă. Factorul de formă al secțiunii verticale axiale a corpului lingoului :

$$D_m/H = 885/1900 = 0{,}465 < m,$$

unde $m = 1/1{,}8$ este valoarea minimă, stabilită de G. S. Mican [3] pentru obținerea con-

turului de formă convexă. Aceasta a făcut ca în zona centrală, mediană în raport cu înălțimea lingoului, să acționeze tensiuni de întindere, ceea ce a favorizat deschiderea și, respectiv, amplificarea defectelor interne, naturale ale lingoului ;

b. — după reîncălzirea la temperatura de forjare, blocul refulat a fost supus operației de întindere cu ajutorul nicovalelor plan-paralele la secțiunea 800 x 800 mm., realizîn-

c. — după operația de întindere de la punctul **b,** semifabricatul a fost lăsat să se răcească în aer pînă la temperatura mediului ambiant. Această fază, pentru oțelul în cauză sensibil la formarea fulgilor, a contribuit în continuare la amplificarea defectelor existente în lingou și la formarea de noi defecte.

După aceasta, pentru obținerea transparenței impuse de controlul cu ultrasunete, semifabricatul a fost supus unui tratament ter-

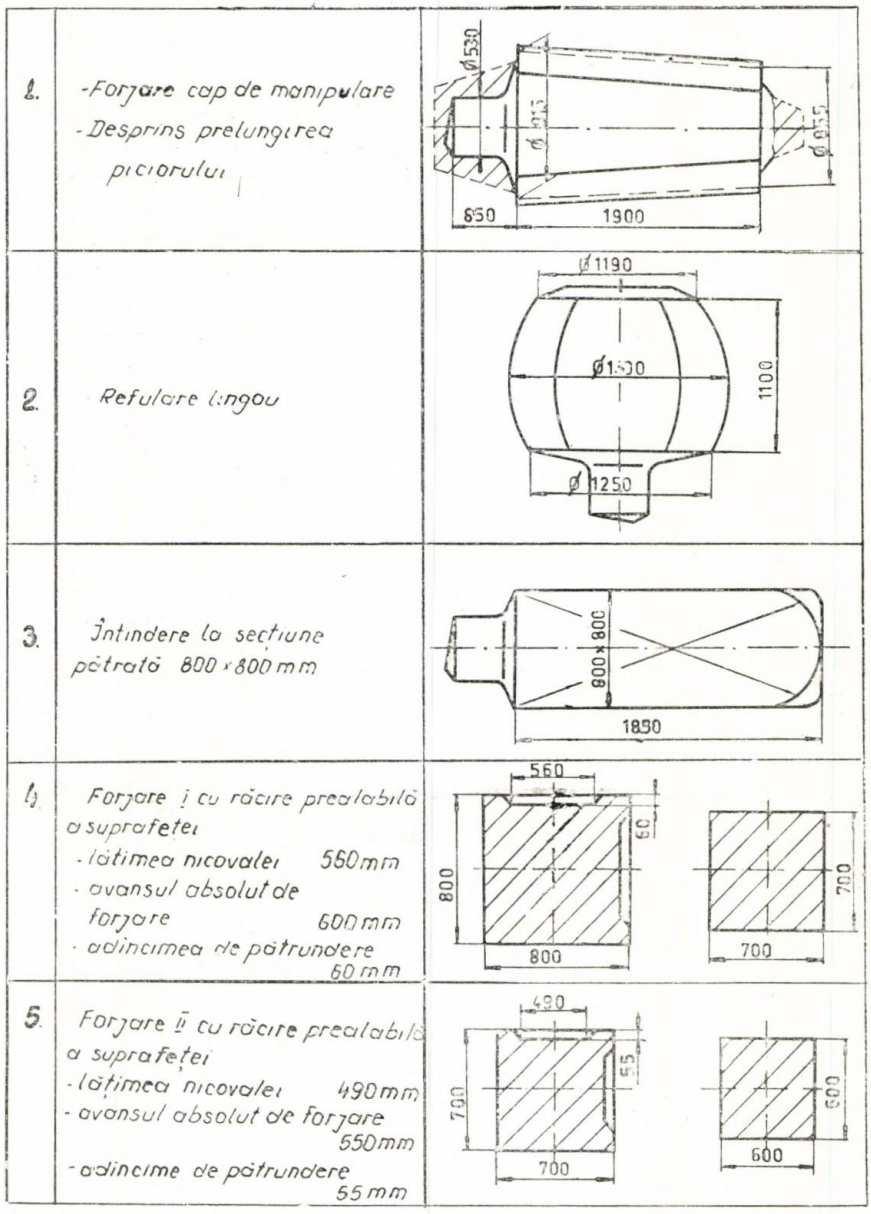


Fig. 2 Fazele principale ale procesului tehnologic de forjare cu răcirea prealabilă a suprafeței semifabricatului (JTS).

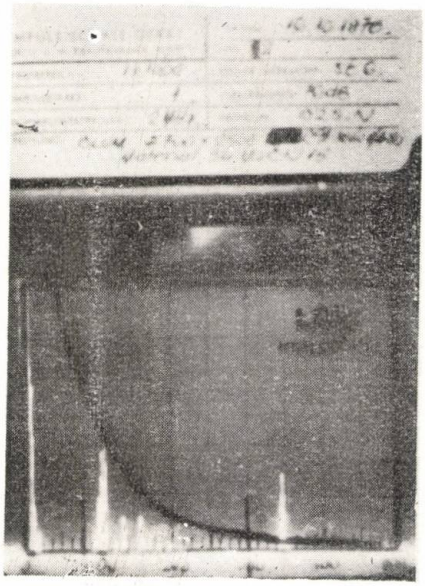
du-se, în acest fel, un grad de forjare de numai circa 2, în raport cu diametrul semifabricatului refulat. Aria secțiunii blumului obținut este aproximativ egală cu aria secțiunii medii a lingoului de bază ;

mic care a constat dintr-o dublă normalizare, urmată de revenire. La controlul ultrasonic efectuat, după ce, în prealabil, una din fețele laterale ale blumului a fost adusă (prin prelucrare mecanică) la rugozitatea cerută de

acest control — au fost puse în evidență defecte importante, situate în zona axială, pe toată lungimea blumului. Oscilogramele a trei tipuri caracteristice de defecte sînt prezentate în figura 3.

Fig. 3 Oscilogramele defectelor caracteristice.

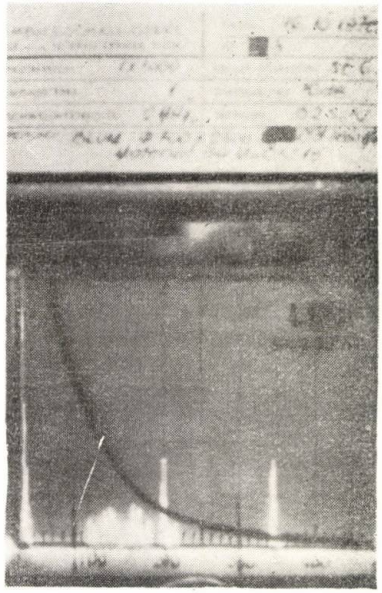
a



b

În această stare semifabricatul, după încălzirea la temperatura de forjare, a fost supus deformării cu răcirea prealabilă a suprafeței. Principalele faze ale acestei forjări au fost următoarele :

a. — după realizarea unei încălziri uniforme la temperatura de 1230°C, blumul a fost scos afară din cuptor și supus răcirii în aer după ce, în prealabil, capetele au fost



c

protejate cu ajutorul unor măști căptușite cu azbest. Această protecție s-a făcut pentru a împiedica răcirea prin suprafețele de capăt — importantă în cazul de față —, întrucît dimensiunile efective ale blocului nu îndeplinesc condiția $L \gg a$, unde L este lungimea, iar a — latura secțiunii transversale. După 60 de minute de răcire în aer, temperatura măsurată cu pirometrul optic, într-un punct situat la centrul uneia din fețele laterale, a scăzut la 800/820°C. Temperatura aerului a fost de +14°C. Făcînd corecturile necesare, diferența de temperatură dintre suprafață și centrul secțiunii transversale a blumului, în acest moment, conform diagramei lui J. B. Austin din figura 4, [1], este de circa 300°C ;

b. — la această temperatură, blumul a fost supus forjării, pe două fețe adiacente (faza 4 din fig. 2), cu ajutorul unei nicovale longitudinale speciale. Parametrii forjării au fost :

— avansul absolut de forjare — 600 mm. ;
— adîncimea de pătrundere — 60 mm.

c. — după reîncălzirea la temepratura de forjare, semifabricatul a fost întins cu ajutorul nicovalelor plane la secțiunea 700 x 700 mm. și, apoi, tratat termic — pentru transparență ultrasonică.

După prelucrarea mecanică a uneia din fețele laterale, semifabricatul a fost supus controlului ultrasonic. În urma controlului au

fost puse în continuare, în evidență, defecte interne — a căror amploare inițială a fost puternic diminuată — în jumătatea dinspre maselotă a acestuia. În această situație s-a luat decizia să se aplice din nou o forjare JTS (faza 5 din fig. 2).

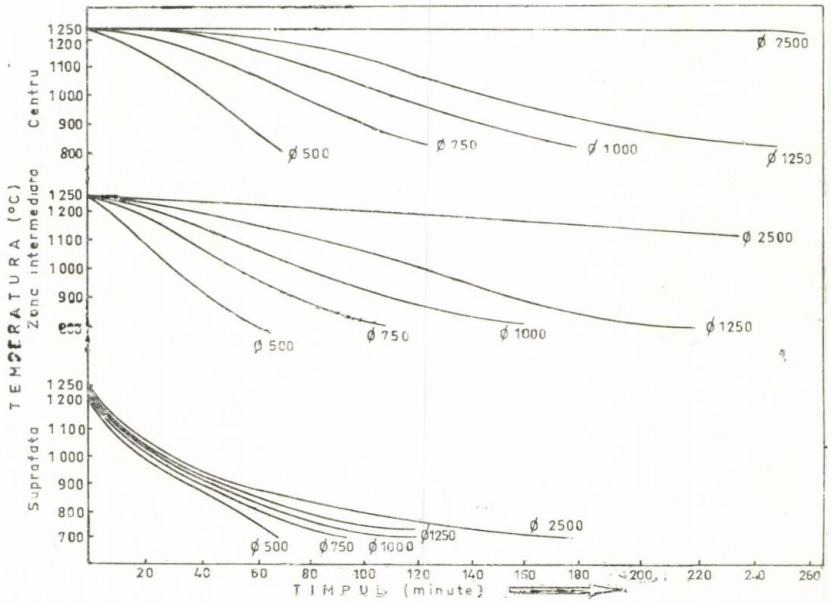


Fig. 4 Curbele de variație a temperaturii la suprafață, centru și într-o zonă intermediară a blocurilor de oțel, răcite în aer de la temperatura de 1259°C. Temp. mediului ambiant +10°C (1).

După efectuarea tratamentului termic și prelucrarea mecanică la rugozitatea de 12,5 μm, semifabricatul a fost supus din nou controlului ultrasonic. În urma acestui control a rezultat că defectele interne au fost suprimate și că blumul se încadrează în condițiile de calitate prevăzute de normele pentru componentele centralelor electrice nucleare — semifabricatul fiind reintrodus în circuitul de producție al secției forjă.

Concluzii

1. Defectele de compactitate a metalului de tipul fulgilor, fisurilor pe segregații etc. — cu excepția incluziunilor și a unor categorii de porozități generate de elaborarea și turnarea defectoasă a oțelului — pot fi suprimate, în anumite condiții, prin forjare.

2. Starea de tensiune care se realizează la forjarea cu răcirea prealabilă a suprafeței semifabricatului de bază este deosebit de favorabilă pentru închiderea și „sudarea" defectelor de compactitate a materialului.

3. Procedeul de forjare cu răsucirea prealabilă a suprafeței semifabricatului este caracterizat printr-un înalt grad de „prelucrare" a zonei axiale a lingoului de bază, fapt ce permite reducerea valorilor gradului de forjare, prescrise pentru forjarea convențională.

Într-adevăr, după cum a rezultat din cercetarea efectuată, coroiajul de forjare — realizat de la lingoul de bază la blumul de secțiune 600 x 600 mm (fără luarea în considerare a operației de refulare) — necesar pentru suprimarea defectelor de compactitate, a fost de numai :

$$\frac{\pi \cdot D_m^2/4}{a^2} = \frac{\pi \cdot 885^2/4}{600^2} = 1{,}7.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tateno, M., Shikano, S.:* Study on Closing of Internal Cavities in Heavy Forgings by Hot Free Forging, Tetsu-to-Hagané Overseas, vol. 3, Nr. 2, june 1963, pag. 117—129.

[2] *Tateno, M., Shikano, S.:* Études sur la fermeture des cavités internes dans les grosses pièces forgées, Comunicare la congresul intenațional de forjă, mai 1963, Paris.

[3] *Mican, G. S.:* Deformation in Rolling, Iron and Steel Engineer, february 1949, pag. 53—67.

CZ : 621.73 : 621.436 : 621—242 (498)

Contribuții la deformarea plastică a pieselor inelare

Ing. Mihai **BĂLȚATU** — I.C.M. Reșița

Este binecunoscută amploarea luată de procedeele de laminare a pieselor inelare datorită avantajelor legate în special de productivitate și micșorarea adaosului de prelucrare. Cu toate acestea, este evidentă tendința menținerii și perfecționării tehnologiilor de forjare a pieselor inelare pe ciocane și prese pentru realizarea pieselor de serie mică sau unicate, pentru realizarea pieselor din aliaje complexe cu plasticitate redusă sau pentru obținerea unor caracteristici mecanice superioare.

Procedeele clasice de forjare pe ciocane sau prese a pieselor inelare, din care le-am ales pe cele cu modificarea diametrului interior prezentate în literatura de specialitate [1], [2], realizează creșterea diametrelor piesei inelare (prin deformarea semifabricatului refulat și găurit în prealabil) între nicovala superioară și un dorn (sau un dorn și bucșă intermediară) cu secțiunea dreaptă a suprafeței active circulară, rezolvînd insuficient problemele legate de reducerea neuniformității deformației, creșterea gradului real de deformare și în consecință a caracteristicilor mecanice, mărirea preciziei dimensionale și a calității suprafețelor.

În acest articol se prezintă un procedeu de forjare a pieselor inelare pe dorn cu secțiunea dreaptă a suprafeței active eliptică, iar momentul atingerii de către piesă a diametrului prescris este semnalizat optic.

Acest procedeu este prezentat în figura 1 a, printr-o vedere în plan vertical, frontal, a ansamblului sculelor de forjare pe dorn cu suprafață eliptică și a semifabricatului secționat și în figura 1 b, care reprezintă o vedere și secțiune parțială după planul I — I prin ansamblul din figura 1 a.

Dornul **1** are secțiunea dreaptă a suprafeței active **a** în formă de elipsă, fapt care conduce la frînarea curgerii materialului în timpul deformării plastice, rezultînd o solicitare de compresiune în zona mediană a piesei inelare, care se obține cu suprafață interioară netedă. De asemenea, are niște umeri **b** de limitare a cursei nicovalei superioare în cazul unor lovituri mai puternice întîmplătoare și mai are un braț **c** pentru acționare.

Instalația de semnalizare optică a momentului atingerii diametrului prescris, prezentată în figurile 2 a și b, este formată dintr-un dispozitiv reglabil cu o rolă de contact **4**, fixată printr-un ax **6**, pe o furcă **7**, care

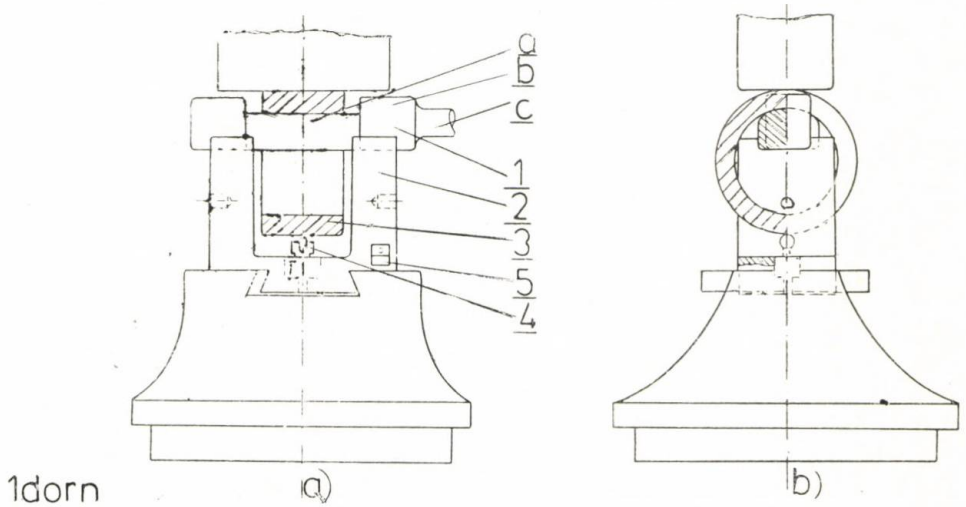


Fig. 1

glisează într-un capac reglabil **8**, comprimînd un arc elicoidal **9**, într-un corp **10**, fixat în suportul **2**, protejat de o izolație electrică **11**, cu un inel **12** și legat printr-un cablu de o

d_{i_1} = diametrul interior al semifabricatului inelar inițial ;

D_{e_1} = diametrul exterior al semifabricatului inelar inițial ;

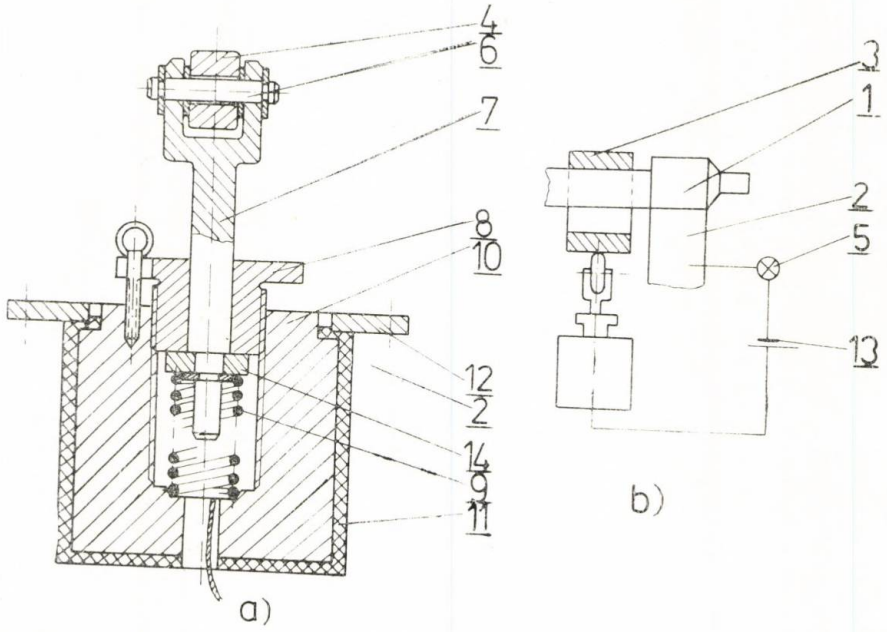


Fig. 2

baterie electrică **13** și o lampă de semnalizare **5**, închiderea circuitului electric realizîndu-se prin piesa inelară **3**, dornul **1** și suportul **2**.

Pentru analiza comparativă a gradului real de deformare în cazul formării clasice pe

d_{i_2} = diametrul interior al piesei inelare forjate pe dorn ;

D_{e_2} = diametrul exterior al piesei inelare forjate pe dorn ;

l = lungimea de prindere în cazul dornului circular ;

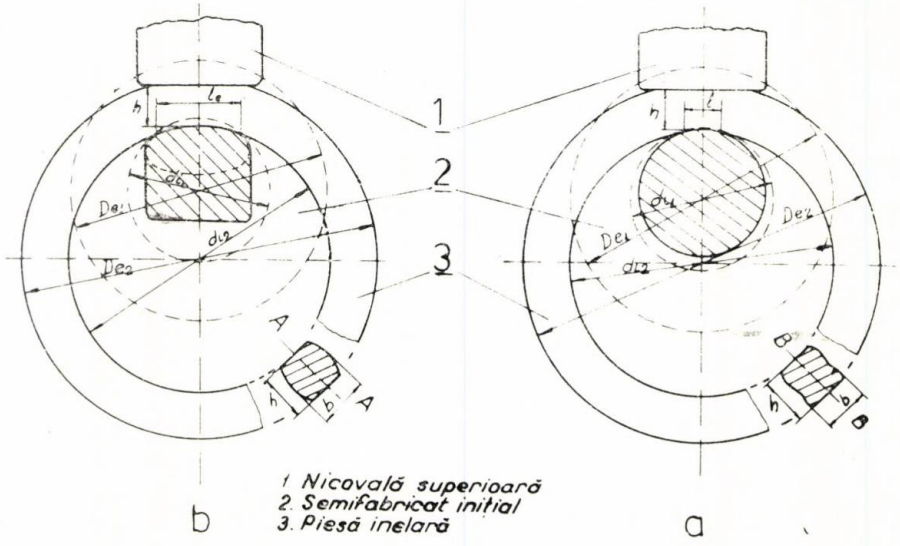


Fig. 3

dorn cu secțiune circulară și în cazul forjării pe dorn cu suprafață activă eliptică, se folosesc figurile 3 a, 3 b și notațiile următoare.

l_e = lungimea de prindere în cazul dornului eliptic ;

h = înălțimea materialului ;

b = lățimea materialului.

Plecînd de la același semifabricat inelar (D_{e1}, d_{i1}, b) și forjîndu-l pe dorn în cele două variante, pînă la dimensiunile prescrise (D_{e2}, d_{i2}, b) s-a putut constata că raportul l_e/b este mai mare decît l/b și anume: $l_e/b = (2 \sim 6)\ l/b$ în funcție de mărimea și raportul semiaxelor elipsei folosite și mărimea diametrului interior al inelului d_{i1}.

Se poate trage o primă concluzie că, forjarea pieselor inelare pe dorn cu suprafața activă eliptică creează o stare de eforturi unitare, favorabilă creșterii gradului de deformare real: prin frînarea alungirii (reducerea intensității de întindere), diferența dintre eforturile unitare normale principale $\sigma_1 - \sigma_3 = \Delta\sigma$ se micșorează.

Dacă notăm cu σ_{1e}, σ_{2e} și σ_{3e} eforturile unitare normale principale în cazul forjării pe dorn cu suprafața activă eliptică (fig. 4),

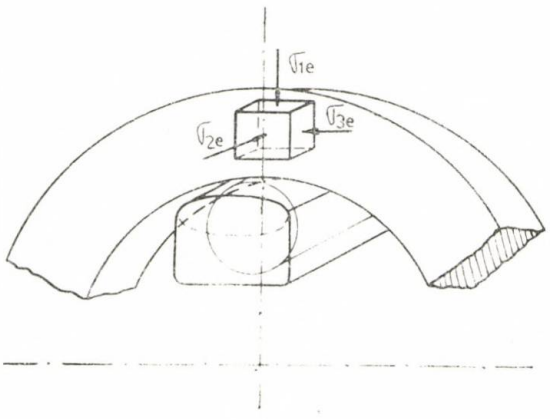


Fig. 4

iar cu σ_1, σ_2 și σ_3, eforturile pentru forjare pe dorn circular, se pot scrie relațiile:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \Delta\sigma$$

$$\sigma_{1e} - \sigma_{3e} = \Delta\sigma_e$$

Întrucît $l_e > 1$, atunci și $\Delta\sigma_e > \Delta\sigma$ și $\sigma_1 - \sigma_3 > \sigma_{1e} - \sigma_{3e}$;
dacă aplicăm lovituri sau presări de aceeași intensitate, atunci:

$$\sigma_1 = \sigma_{1e}$$

iar:

$$\sigma_{3e} < \sigma_3$$

În consecință sînt create condiții favorabile sudării sau diminuării defectelor interne din material și creșterii corespunzătoare a caracteristicilor mecanice, în ambele cazuri; gradul de forjare rămînînd constant.

Similar întinderii unei piese sub formă de bară dreptunghiulară între nicovele plane, forjarea pe dorn cu suprafață activă eliptică a pieselor inelare, în comparație cu forjarea pe dorn circular, micșorează raportul dintre înălțimea materialului h, și lungimea de prindere l, astfel că:

$$h/le = \frac{1}{(2 \sim 6)} \cdot \frac{h}{l}$$

ceea ce face ca, deformarea maximă să se situeze în partea mediană a piesei, care este

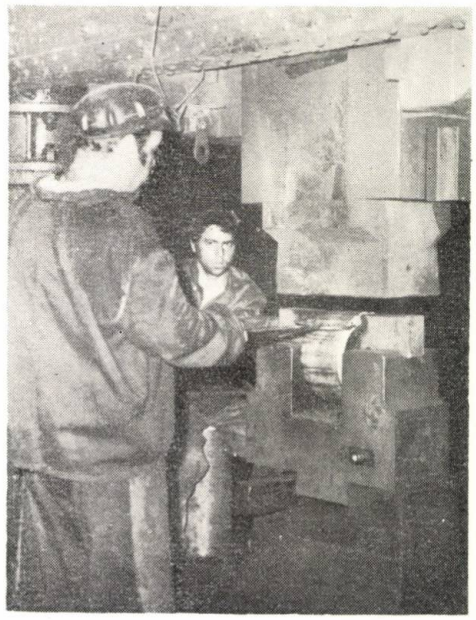


Fig. 5

supusă la o solicitare de compresiune (fig. 3 b, secțiunea **AA**).

Din contră, pentru anumite mărimi ale înălțimii h, în cazul forjării pe dorn circular, se observă două zone de deformare maximă, iar în zona mediană deformarea este mai redusă, fiind supusă la solicitări de întindere periculoase (fig. 3 a, secțiunea **BB**).

Cercetările efectuate pe un număr relativ mare de inele de diferite dimensiuni din aliajul RR 59 (Al, Cu 2, Mg 1,5, Fe 1, Ni 1), forjate pe dorn cu suprafața activă eliptică au confirmat o îmbunătățire a caracteristicilor mecanice, a preciziei dimensionale și a calității suprafeței interioare, fiind aplicate cu succes în procesul de producție la fabricarea gulerelor pentru pistoanele motoarelor Diesel (fig. 5).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăgan, I.*: Tehnologia deformărilor plastice — — E.D.P. București 1976, pag. 34; 181.

[2] *Popescu, V. I.*: Forjarea și extruziunea metalelor și aliajelor — E.D.P. București 1976, pag. 158.

[3] *Blain, B.*: Formarea defectelor interne în timpul forjării pieselor de secțiune mare. Revista „Prelucrarea metalelor prin deformare plastică", nr. 9/1969 — pag. 5.

[4] *Bălțatu, M., Stoianovici, D.*: Brevet de invenție nr. 69481. „Procedeu, sculă și instalație de semnalizare optică pentru deformarea plastică a pieselor" — 1978.

CZ : 621.983 : 629.113/.114 : 621—585

Tehnologii de matrițare de precizie la reperele din bronz-aluminiu pentru cutia de viteze de la autoturisme

Dr. ing. Otto **GIURAN**, ing. Ioniță **CHICULIȚĂ**, ing. Dănuț **ȘTEFAN**, ing. A. **GURĂU** — ICSITPSC București
Ing. Alexandru **HORVATY** — Intreprinderea „Armătura" Cluj-Napoca
Ing. Constantin **CRIJMAN** — ICITA Pitești

În acțiunea de integrare a fabricației de autoturisme, ICSITPSC a preluat sarcina de a studia, experimenta și introduce în fabricația de serie realizarea furcilor de la cutia de viteză pentru autovehiculele Dacia 1300 și Estafette.

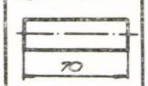
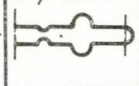
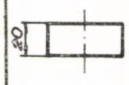
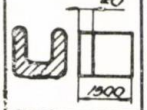
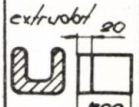
Obținerea prin deformare la cald a pieselor de bună calitate, care să ofere siguranță în exploatare, solicită, pe lîngă o alegere adecvată a materialului din punct de vedere al compoziției chimice și o conducere a procesului de deformare plastică.

Aliajul R 221 conform unei norme interne avînd o compoziție de 86—89% Cu, 9—10,5% Al și 2—3% Fe, prezintă unele aspecte particulare față de bronzurile indicate în STAS 198/1—1974, ceea ce a condus la cercetarea mai multor variante tehnologice de execuție în scopul stabilirii tehnologiei optime din punct de vedere tehnico-economic.

Aliajul experimentat, cu limita de impurități la nivelul aliajului Cu Al 10 Fe 3 T conform standardului susmențional, se elaborează numai din materii prime (cupru electrolitic, aluminiu 99,5%, fier cu conținut redus de carbon și siliciu).

În urma experimentărilor făcute și a analizei valorii pentru variantele tehnologice prevăzute în tabelul 1, a rezultat că cea mai economică, cu productivitate ridicată și cu

Tabel nr. 1.

Nr. crt.	Denumire varianta	Semifabricat de pornire	Operația 1	Operația 2	Operația 3	Operația 4	Operația 5	Operația 6	Operația 7
1.	Forjarea în cavități auxiliare și matrițare	Bară extrudată ϕ 30 	Întinderea capetelor 	Îndoirea	Prematrițare	Debavurarea I	Matrițare	Debavurarea II	Calibrare
2.	Matrițarea în pereche	Lingou extrudat ϕ 100 	Prematrițarea în pereche	Debavurare și tăiere	Matrițare	Debavurarea II	Calibrare		
3.	Profil extrudat și matrițat	Profil extrudat 	Prematrițare	Debavurarea I	Matrițare	Debavurarea II	Calibrare		
4.	Matrițarea fără bavură	Profil extrudat 	Prematrițare	Debavurare	Matrițare	Calibrare			
5.	Turnare semifabricat și matrițat	Turnat	Tăiere rețea	Matrițare	Debavurare	Calibrare			

calitățile corespunzătoare pieselor, este varianta tehnologică pornind de la semifabricat turnat și apoi matrițat. Coeficientul de utilizare a metalului rezultat pentru fiecare variantă este prezentat în tabelul 2, care definește economicitatea tehnologiei alese.

Tabelul 2

	Denumirea variantei tehnologice	Coeficientul de utilizare a metalului în %
I.	Forjarea din laminat în cavități auxiliare și matrițare	40
II.	Matrițarea în pereche	38
III.	Profil extrudat și matrițat	53
IV.	Matrițare fără bavură	56
V.	Semifabricat turnat și matrițat	75

Pentru turnarea semifabricatelor s-au utilizat forme metalice (cochile), obținute prin procedeul de turnare de precizie, Shaw, în vederea reducerii manoperei de prelucrare cu circa 90%. În urma încercărilor efectuate, s-au stabilit următoarele condiții tehnologice de turnare a pieselor în formă metalică:

— temperatura de turnare: 1140—1180°C;
— datorită tendinței mari de oxidare, piesele se toarnă prin bascularea formei în timpul umplerii, evitîndu-se turbulența jetului de metal;
— secțiunea sistemului de alimentare trebuie să permită umplerea formei într-un timp cît mai scurt;
— înălțimea piciorului de turnare, peste punctul cel mai înalt al piesei turnate, nu trebuie să depășească 35 mm.

În stația-pilot a ICSITPSC, s-au retopit blocurile de aliaj R 221 în cuptor cu inducție de medie frecvență cu creuzet de grafit, micșorîndu-se astfel durata de elaborare a șarjelor, iar gradul de impurificare și de oxidare a fost redus datorită utilizării fluxului de protecție „Cupral" realizat de institut.

Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale aliajului turnat în piese sînt prezentate în tabelele 3 și respectiv 4.

Se observă influența favorabilă a fluxului de protecție pentru evitarea pierderilor prin oxidare ale aluminiului, datorită peliculei pe flux topit care se formează pe baia de aliaj lichid de la începutul topirii împiedicînd reacția de oxidare între aliaj și atmosferă.

Pentru a evalua datele existente, prin încercări la oboseală axială la care sînt solicitate furcile de cutie de viteză, s-au executat epruvete (∅ 25 și ∅ 21) avînd gradul de forjare $C = 2{,}4$ și $C = 2{,}1$.

Rezistențele la oboseală în ciclu pulsator tracțiune compresiune s-au determinat prin metoda încercărilor succesive cu $\sigma_{-1} = 33{,}9$ daN/mm² pentru epruvetele cu gradul de forjare $C = 2{,}4$ și cu $\sigma_{-1} = 35{,}5$ daN/mm² pentru $C = 2{,}1$.

Se constată că raportul între rezistența la tracțiune și rezistența la oboseală axială are valoarea cuprinsă între 0,6—0,68, raport echivalent constatat în cazul oțelurilor cu $\sigma_r = 52$ daN/mm².

Cu alte cuvinte semifabricatul turnat din bronz de aluminiu își îmbunătățește caracteristicile mecanice de rezistență statică cît și la solicitări pulsatorii, datorită tratamentului termomecanic ce are loc în cursul operației de matrițare.

În baza măsurărilor efectuate pe primele loturi de semifabricate turnate, s-au făcut corecțiile în vederea asigurării unui semifabricat la care prin matrițare să rezulte o bavură de circa 20%, care poate asigura umplerea cavității matriței.

Tabelul 3

Marca	Compoziția chimică % Impurități %							total impurități	Obs.
	Al Al	Fe Cu Fe	Pb Cu	Pb	Sn	Zn	Si		
R 221 B 100	9,82	2,42	87,3	0,03	—	0,18	0,25	0,46	
Sarja 1	9,60	2,55	87,41	0,03	—	0,17	0,24	0,44	cupral 0,6%
Sarja 2	9,70	2,45	87,4	0,03	—	0,18	0,24	0,45	cupral 1%

Tabelul 4

Marca	Caracteristici mecanice				
	Starea	rez. de rupere N/mm²	limita de curgere N/mm²	duritatea HB 10/100/2,5	alungirea %
R 221	turnat	570—620	350—370	152—160	10,8—14
	matrițat	650—720	400—470	140—146	15,2—17,5

Pentru determinarea plasticității, epruvetele obținute prin turnare au fost încălzite într-un cuptor electric cu termocuplu și apoi deformate prin refulare la un ciocan cu cădere liberă, dozarea energiei ciocanului făcîndu-se prin limitarea cursei. Rezultatele experimentărilor sînt prezentate în figura 1.

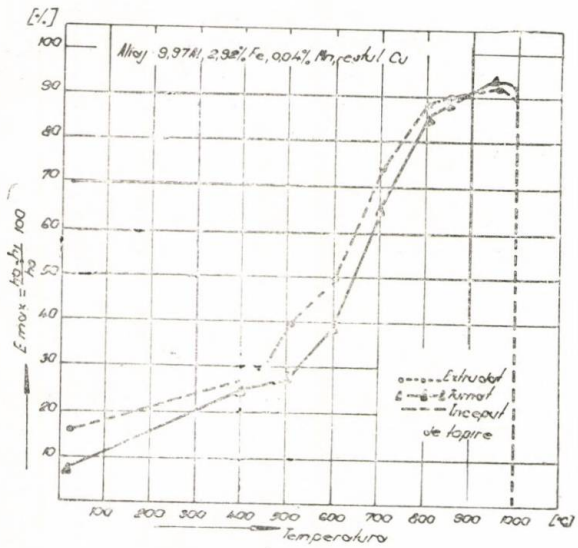


Fig. 1 Variația plasticității exprimată prin gradul maxim de refulare în funcție de temperatura de încercare, pentru epruvete din bronz cu aluminiu.

De menționat că, în intervalul 850—950°C, deși probele au fost deformate cu un grad de refulare de 90—95%, nu s-au observat fisuri.

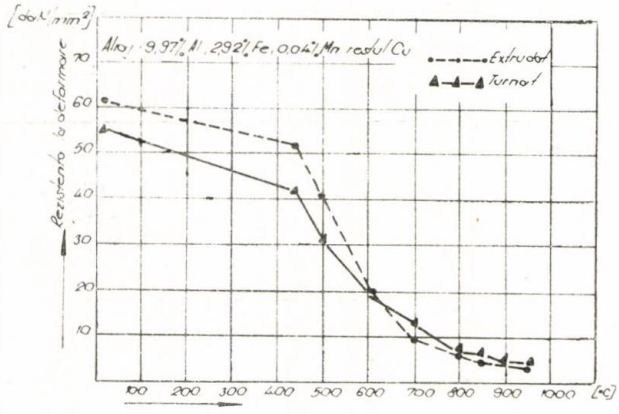


Fig. 2 Variația rezistenței la deformare, în funcție de temperatura de încercare, pentru epruvete din bronz cu aluminiu. Determinări prin refulare între scule plane:
— epruvete turnate ∅10 x 15 mm;
— epruvetl forjate ∅14 x 20 mm.

Rezistența la deformare s-a determinat păstrînd lucrul mecanic de deformare constant, cu formula (1) iar rezultatele sînt prezentate în figura 2.

$$\sigma_c = \frac{GH\eta}{V\left(1+\frac{1}{3}\mu\frac{d_1}{h_1}\right)\lg\frac{h_0}{h_1}} \qquad (1)$$

în care:

σ_c — rezistența la deformare, [daN/mm²];
G — greutatea părții căzătoare, 68 [daN];
H — înălțimea de cădere, [mm];
η — 0,95, randamentul ciocanului;
V — volumul epruvetei [mm³];
$h_0 h_1$ — înălțimea epruvetei înainte / după deformare, [mm];
μ — 0,3, coeficientul de frecare între sculă și epruvetă;
d_1 — diametrul mediu al epruvetei după deformare, [mm];
d_0 — diametrul inițial al epruvetei;

$$d_1 = d_0\sqrt{\frac{h_0}{h_1}}$$

Încercările de deformabilitate scot în evidență plasticitatea aliajului în intervalul de temperatură 850...950°C, iar rezistența la deformare este cuprinsă între 10...4 daN/mm² pentru același interval.

Structura metalografică a semifabricatului turnat este prezentată în figura 3, iar în figura 4, structura piesei matrițate. În ambele

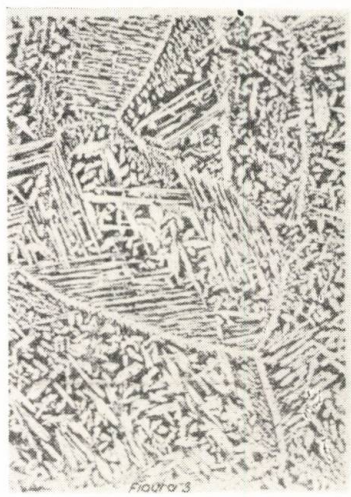


Fig. 3 Microstructura semifabricat turnat mărire 200 : 1; atac: clorură ferică.

figuri se observă prezența soluției solide α (albă), cu aspect acicular în soluția solidă β (de culoare închisă), cu deosebirea că în cazul figurii 4 (piese matrițate) structura este finisată, deoarece temperatura de matrițare și lucrul mecanic de deformare constituie — în esență — un tratament termomecanic incomplet.

Matrițarea experimentală a loturilor de piese s-a efectuat pe o piesă oleo-hidraulică LASCO de 2500 KN, iar pentru încălzirea semifabricatelor de turnare a fost ales un cuptor electric cu vatră fixă bare de siletă.

În urma experimentărilor s-a definitivat fluxul tehnologic de matriţare (fig. 5), care s-a recomandat pentru producţia industrială.

Fig. 4 Microstructura piesei matriţate: mărire 200 : 1; atac: clorură ferică.

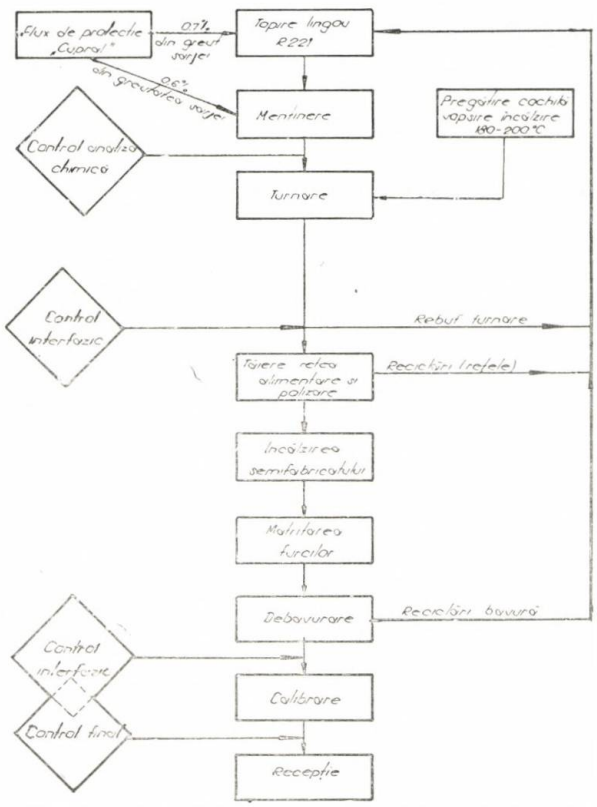


Fig. 5. Fluxul tehnologic de matriţare.

Cele trei stadii tehnologice principale de fabricaţie a pieselor sînt prezentate în figura 6.

Furcile executate în staţia-pilot au fost verificate la anduranţă pe standul de încercări al Intreprinderii de Autoturisme Piteşti, după un program de încercare, care prevede 100 000 de cicluri de funcţionare. S-au efectuat încercări cu 101.700—124.100 cicluri pe furcile executate la ICSITPSC, care, apoi, au

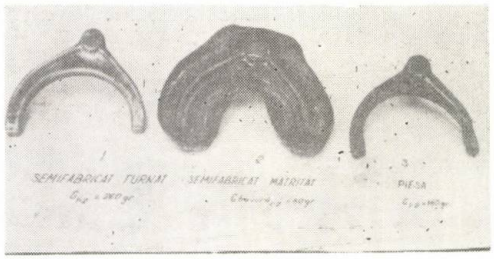


Fig. 6 Cele trei stadii tehnologice de fabricaţie.

fost examinate şi măsurate la cota de uzură, constatîndu-se o uzură a zonei solicitate sub 0,06 mm, care se prezintă ca o uşoară lustruire a bombajului patinelor.

Măsurările pe piesa conjugată au arătat o uzură de 0,02 mm la canalul în care a frecat furca în timpul cuplărilor. Întrucît rezultatele au corespuns normelor de asimilare s-a trecut la faza de implementare a tehnologiei de fabricaţie a furcilor de cutie de viteză în producţia industrială la Intreprinderea „Armătura" Cluj-Napoca, unde s-au creat condiţiile tehnice necesare fabricaţiei unui astfel de produs.

Loturile de producţie industrială executate la Intreprinderea „Armătura" au fost omologate în urma măsurărilor efectuate la I.A. Piteşti. Astfel, în cursul anului 1979 a început fabricaţia industrială a acestor repere.

Prin asimilarea în ţară la Intreprinderea „Armătura" Cluj-Napoca a furcilor pentru cutia de viteză a autoturismelor DACIA 1300 şi Estafette se măreşte gradul de integrare al fabricaţiei şi se reduce importul.

Procedeul tehnologic de turnare şi matriţare pentru repere cu geometrii complexe şi toleranţe strînse asigură o fiabilitate ridicată în exploatarea şi poate fi extins şi la alte piese din fabricaţia de serie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rostovski A. P., Miklutin, D. E., Ivanov, V. T.:* Rafinarea bronzurilor de aluminiu cu fluxuri pulverulente. Liteinoe Proizvodstvo, nr. 7, 1972, pag. 34.

[2] *Bonin, M.:* Progrese în tehnologia de fabricaţie a pieselor din aliaje cupru — aluminiu turnate în cochilă. La Fonderia Italiana, nr. 1/1972, pag. 13—22.

[3] *Ersfeld, H. P.:* Die verschieden Systeme der Warmhalteöfen für das Stranggiessen von Schwermetall. Metall (R.F.G.), nr. 2/1974, p. 142—148.

[4] *Gâdea, S., Protopopescu, M.:* Aliaje neferoase. Ed. tehnică, 1965, Bucureşti.

[5] *Skarbinski, M.:* Construcția pieselor turnate și proiectarea formelor. Ed. tehnică, 1965, București.

[6] *Ștefănescu, Cl.:* Îndreptar pentru turnători. Ed. tehnică, 1972, București.

[7] *Hall, J. R.:* Diffeti nei getti di ame e suc leghe. Cause e rimedi. Fonderia Italiana, nr. 2/1974, pag. 63—66.

[8] *Wooilaston, A. K.:* Aliaje de cupru pentru matrițarea la cald. In: „Metallurgia and Metal Forming", nr. 6/1975, pag. 170—176.

[9] * * *. Alame. In: Cuivre Leitons Alliages, nr. 75...85 Ed. Riegel Paris.

[10] *Bruianov, A. N.:* Kovka u obiemnaia stampovka. Mașinostroenie, 1975.

CZ : 519.2 : 669.14.018.291

Cu privire la o interpretare statistică a caracteristicilor unui oțel forjat

Ing. Armand **VASILIU**, ing. Damian **COSTEA**, ing. Constantin **MOVANU** — Institutul de cercetare științifică și inginerie tehnologică și proiectare pentru sectoare calde (I.C.S.I.T.P.S.C.) — București

Variațiile de valori ale caracteristicilor mecanice la piese identice forjate din același oțel au constituit o problemă de cercetare abordată de Charpy [1] și dezvoltată în continuare de diverși cercetători.

Un program de producție de lungă durată ne semnalează o instabilitate a valorilor caracteristicilor mecanice și în speță a gîtuirii la rupere cu respingeri, după modelul reprezentat în figura 1. Practica industrială ne arată că dacă se aplică, de la început și în aceleași condiții, un proces tehnologic de fabricație în special în metalurgie — nu se obțin întotdeauna, exact și sistematic, aceleași rezultate.

Aceasta se datorește faptului că factorii numeroși care concură, rezultă din variații aleatorii — obiective, care fac ca rezultatele finale să prezinte o anumită împrăștiere.

Deși acțiunea ansamblului de cauze care dau variațiile — atîta timp cît ele rămîn necontrolabile — constituie ceea ce, în general, considerăm ca întîmplătoare, împrăștierea rezultatelor nu este oarecare, fiind determinată de anumite legi pe care metodele statistice le pot pune în evidență permițînd interpretarea, cu toate consecințele sale.

Conducerea și supravegherea acestui proces industrial pe o durată lungă (circa 2 ani) ne-a furnizat date asupra mai multor variabile tehnologice și rezultate finale în serii mari, cu o împrăștiere supărătoare, care ar fi putut să compromită realizarea produsului. În aceste condiții s-a recurs la metodele statistice, care extrag din această împrăștiere a caracteristicilor, acele valori care permit să se apreciază și să se compare între ele, efectele asupra ansamblului de rezultate.

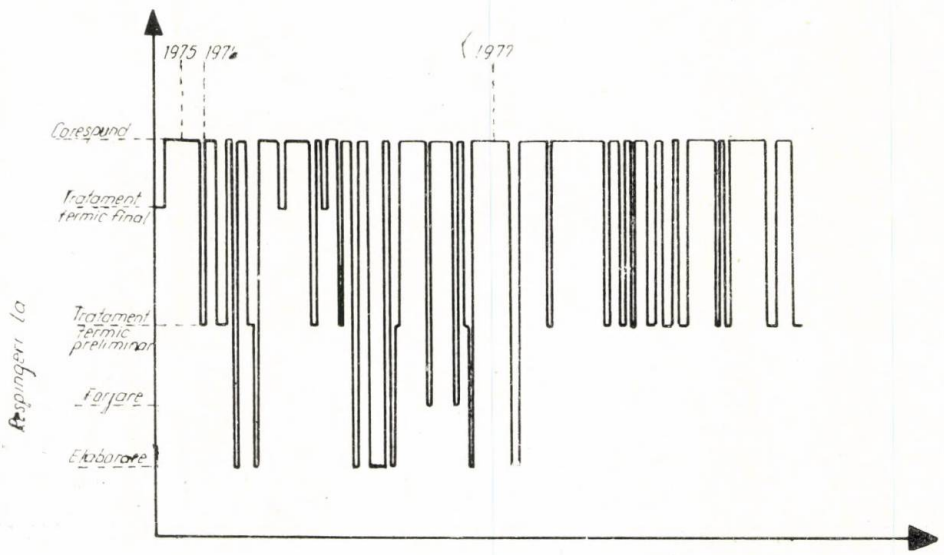


Fig. 1 Stabilitatea producției pe o perioadă lungă de timp.

Considerînd o tehnologie dată și practicată — la elaborare, forjare și tratament termic — ca o ipoteză, s-a urmărit stabilirea pragului de probabilitate, din care abaterile rezultatelor pot fi atribuite, sau nu, întîmplării și legii de corelație între cauze și efecte.

Date anterioare [2], pe produse sau procese similare, demonstrează variația gîtuirii la rupere între valori (frecvente de 30% și ocazionale de 40% sau mai mult), pe seama solidificării primare a lingoului, a incluziunilor nemetalice alungite prin forjare și a segregației chimice.

Ulterior, același oțel retopit în baie de zgură deplasează acest cîmp de valori spre 40% și respectiv 50%, pentru epruvete transversale [3], dar cu aceleași variații aleatorii.

În consecință, metoda de cercetare aplicată nu pretinde rezolvarea exhaustivă a problemei, ci constituie un instrument de lucru particularizat la un caz industrial, care a

— forjare;
— tratament termic;
— analize chimice;
— încercări fizico-mecanice;
— metalografie.

Variabilele introduse sau întîmplătoare au fost stocate servind, în final, prelucrării statistice cu ajutorul calculatorului datorită numărului de peste 20 000 date. Principalii parametri, asupra cărora s-a acționat pe campanii, au fost următorii:

— tratarea cu argon a oțelului;
— geometria și masa lingoului, implicit gradul de forjare;
— durata ciclului de încălzire;
— numărul de reîncălziri;
— temperaturile de sfîrșit de forjare;
— schemele de forjare;
— regimul de tratament termic final;
— poziția relativă de prelevare a probelor.

Insuflarea cu argon s-a efectuat la unele șarje, în oala de turnare pe durate între 2 și 6 minute.

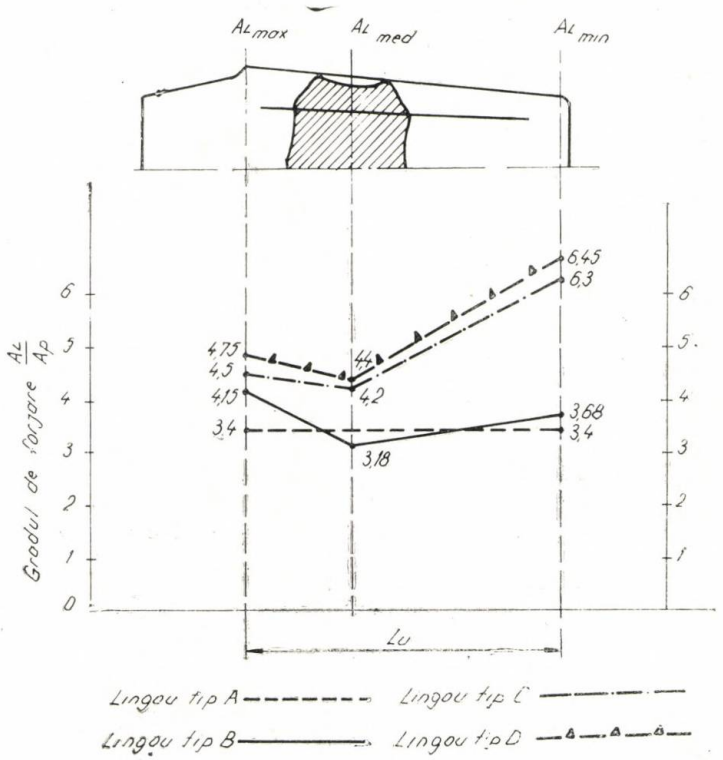


Fig. 2 Variația gradului de forjare cu tipul lingoului utilizat.

fost urmărit îndeaproape atît în procesul de fabricație cît și prin încercări de laborator.

În cursul programului experimental, au fost urmărite și colectate pe o durată de mai mult de doi ani și circa 600 tone oțel, date de la următoarele operații și încercări:

— elaborare și turnare;
— încălzire;

Lingoul inițial (**B**, fig. 2) a fost dimensionat conform unui model matematic elaborat de ICEM [5] [6] [7], iar alternativele au fost lingouri din producția curentă, (**C** și **D**) sau optimizat (A).

În acest fel, variația gradului de forjare în raport cu lingoul utilizat, a fost ca în figura 2.

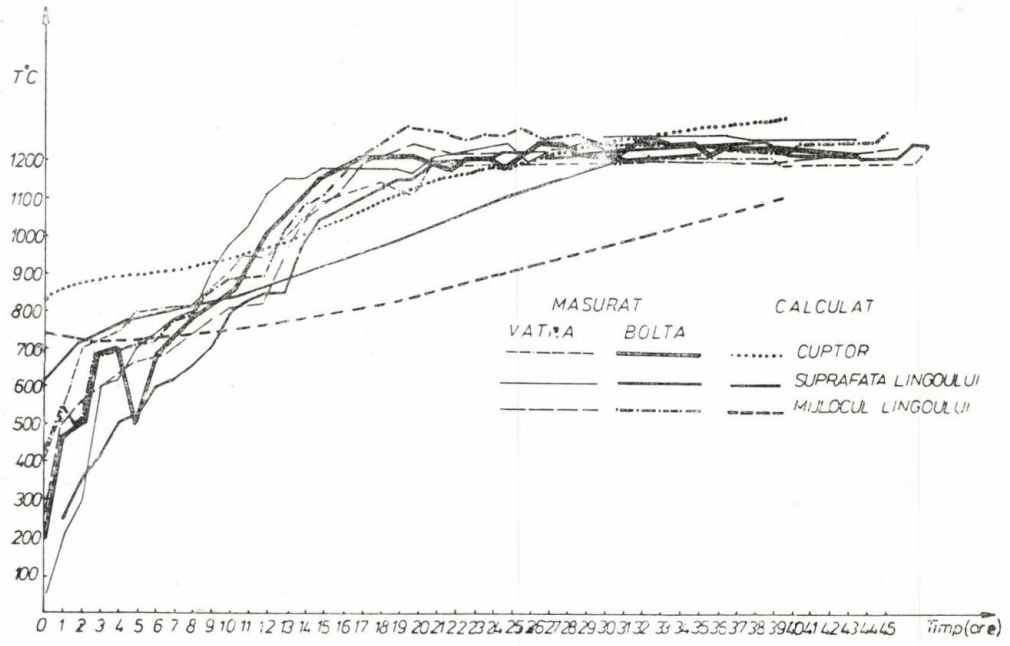


Fig. 3 Diagrama de încălzire reală și calculată — stabilitatea cuptorului.

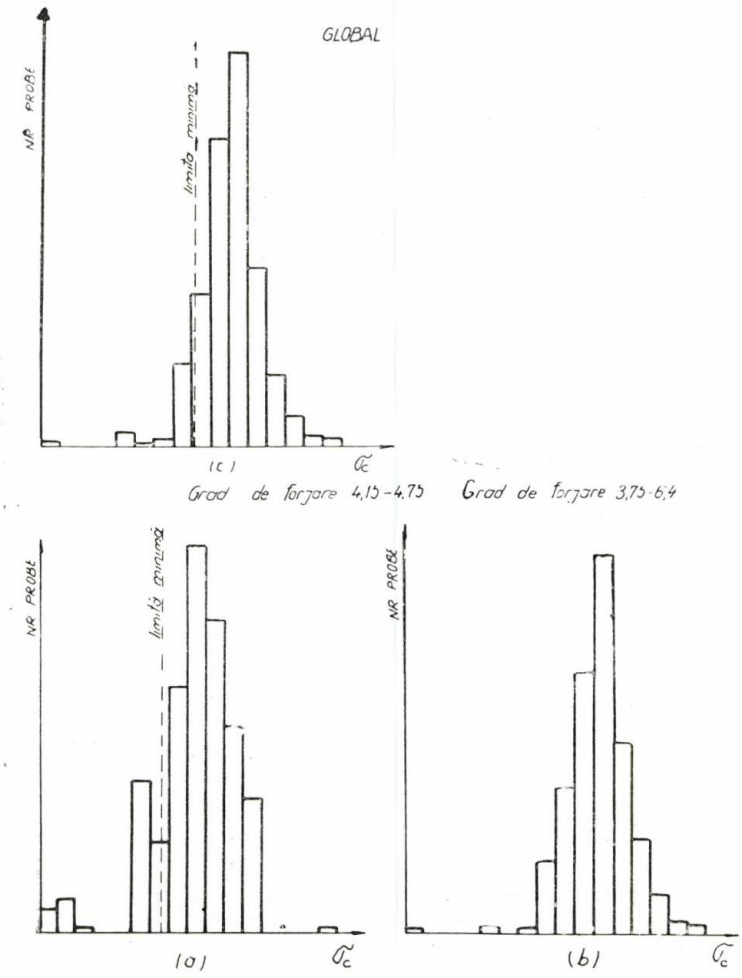


Fig. 4 Histograma valorilor limitei de curgere (daN/mm^2) în funcție de gradul de forjare: a) pentru zone cu grad de forjare 4,5 ... 4,15 b) pentru zone cu grad de forjare 3,75 ... 6,4; c) global piesă.

Durata ciclului de încălzire s-a determinat experimental și s-a verificat cu un model matematic, elaborat de [8].

Curbele de încălzire practicate la un număr mare de șarje industriale sînt comparabile cu modelul [8] și confirmă stabilitatea în regim a cuptorului utilizat conform figurii 3.

Numărul de încălziri a variat între 4 și 1, stabilizîndu-se în proces, la o singură încălzire. Temperaturile de sfîrșit de forjare au fost cuprinse între 850 și 950°C, cu prevalența în jurul valorii de 900°C.

S-au practicat trei scheme de forjare sensibil diferite în ceea ce privește sculele, sensul forjării și parametrii geometrici ai sculelor.

Tratamentul termic aplicat a constat din normalizare — recoacere urmate de călire în apă și revenire. S-au efectuat variații controlate la temperaturile de încălzire.

Probele s-au prelevat sistematic din zone corespunzînd extremităților utile ale lingoului, studiindu-se — în unele cazuri — și valori pe probe corespunzînd corpului lingoului în diverse secțiuni.

Datele colectate au fost prelucrate cu ajutorul calculatorului FELIX C 256, pe baza unor programe care în prima fază au avut drept scop :

— obținerea distribuției valorilor caracteristicilor ;
— studiul separat în raport cu gradele de forjare ;
— obținerea unor corelații între caracteristici mecanice și parametrii tehnologici [11].

Analiza sintetică a rezultatelor distribuției conduce la reprezentările din figurile 4, 5, 6, 7.

Distribuțiile sînt în general de tip gaussian [10] [11], cu majoritatea rezultatelor în cîmpul admis, căderile datorîndu-se întîmplării.

Prevalența căderilor, la toate caracteristicile urmărite este la epruvetele prelevate din zone cu grad de forjare mai mare de 4,75. Acest lucru este confirmat și de reprezentările din figura 8.

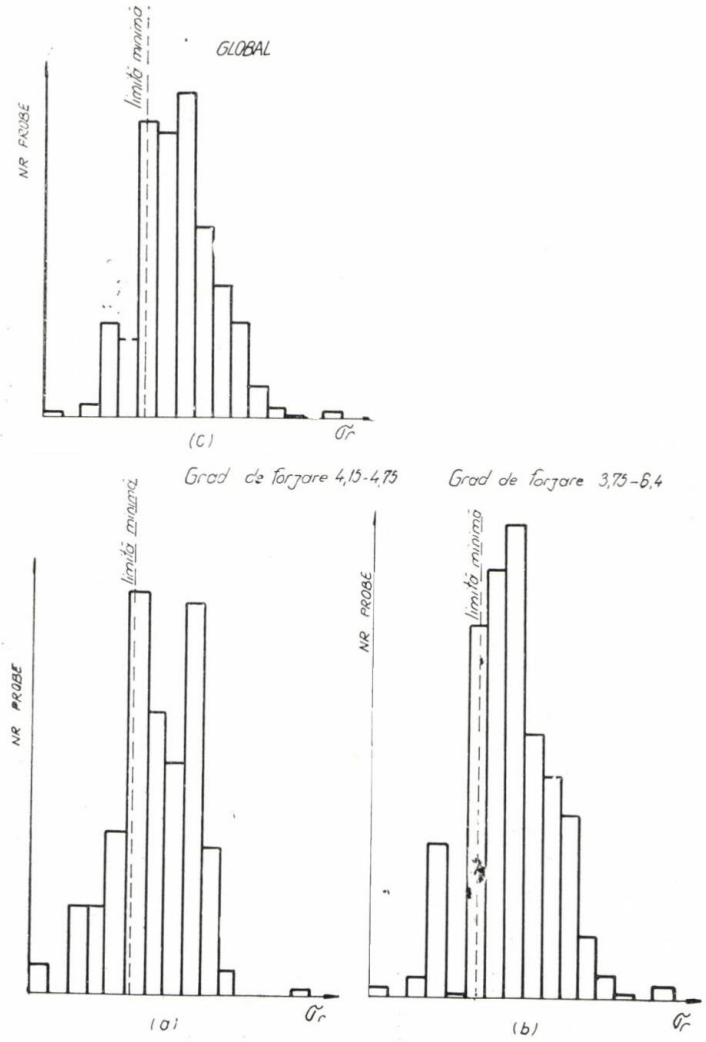


Fig. 5 Histograma valorilor rezistenței de rupere (daN/mm²) în funcție de gradul de forjare :
a) în zone cu grad de forjare 4,5 ... 4,75
b) în zone cu grad de forjare 3,75 ... 6,4
c) global piesă.

Se observă linearitatea rezultatelor în zonele cu grad de forjare 4 . . . 4,75 și persistența aleației, chiar peste valorile admise în zona de grad de forjare peste 4,75. Această constatare o confirmă și rezultatele din lucrările [3] și [4].

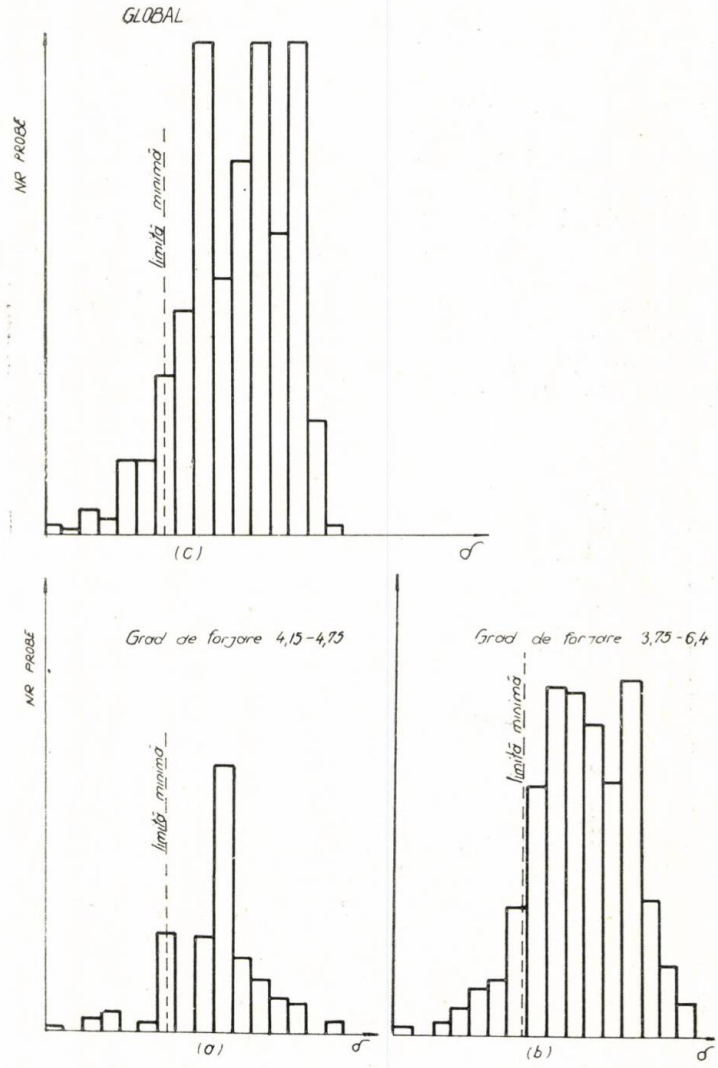


Fig. 6 Histograma valorilor alungirii (%) în funcție de gradul de forjare :
a) c=4,5 . . . 4,75; b) c=3,75; c) global

Corelația între tenacitate și plasticitate, cunoscută în practica cercetării oțelurilor, este reprezentată expresiv (fig. 4 . . . 7).

Corelația între rezultate și parametrii tehnologici urmăriți a condus astfel la următoarele **concluzii :**

1 — **nu se observă influența variației de compoziție chimică — în limitele prescrise — asupra caracteristicilor mecanice ;**

2 — **temperaturi de turnare de peste 1650°C sînt favorabile valorilor mari, pentru gîtuirea la rupere ;**

3 — **intervalul de temperaturi de forjare practicat a confirmat determinările pe epruvete prin probe de torsiune [9] ;**

4 — **regimul de încălzire cu o menținere de omogenizare la 1250°C favorizează obținerea rezultatelor bune ;**

5 — **caracteristicile mecanice — inclusiv gîtuirea la rupere — se obțin sistematic bine, pe epruvete din zona cu grad de forjare 4 . . . 4,75 ;**

6 — **valori ale punctajului de oxizi în cîmpul 1 . . . 3 sînt favorabile realizării caracteristicilor ;**

7 — **punctajul de silicați optim este 1 . . . 2 (cf. STAS 5949 — 71) ;**

9 — **un conținut de oxigen sub 20 ppm asigură obținerea rezultatelor conform prescripțiilor [3].**

Sigur că, aceste constatări confirmă o serie de cunoștințe de tradiție metalurgică, dar scopul cercetării a fost determinat de mulțimea de valori obținute într-un ciclu lung — de durată — în care de obicei observațiile instantanee se declasează, și de studierea cu

ajutorul unei metode de investigare științifică a unui proces aleatoriu în metalurgie.

Prelucrarea rezultatelor a condus la stabilirea unei tehnologii ferme cu, aplicație industrială pentru elaborare, turnare, forjare și tratament termic, prin eliminarea sau prevenirea variabilelor de proces și omologarea oțelului și a tehnologiei.

Programul este aplicabil și la alte procese și a fost realizat datorită unui efort conjugat al industriei cu colectivele de cercetare. Pe această cale autorii adresează mulțumirile lor colectivelor secțiilor calde de la I.C.M. Reșița, filialei ICSITPSC Reșița și altor cercetători și oameni ai muncii de la ICSITPSC București din laboratoarele de turnătorie, deformări plastice, tratamente termice, Oficiul de Calcul și studiul metalelor care au contribuit la realizarea întregului program de cercetare.

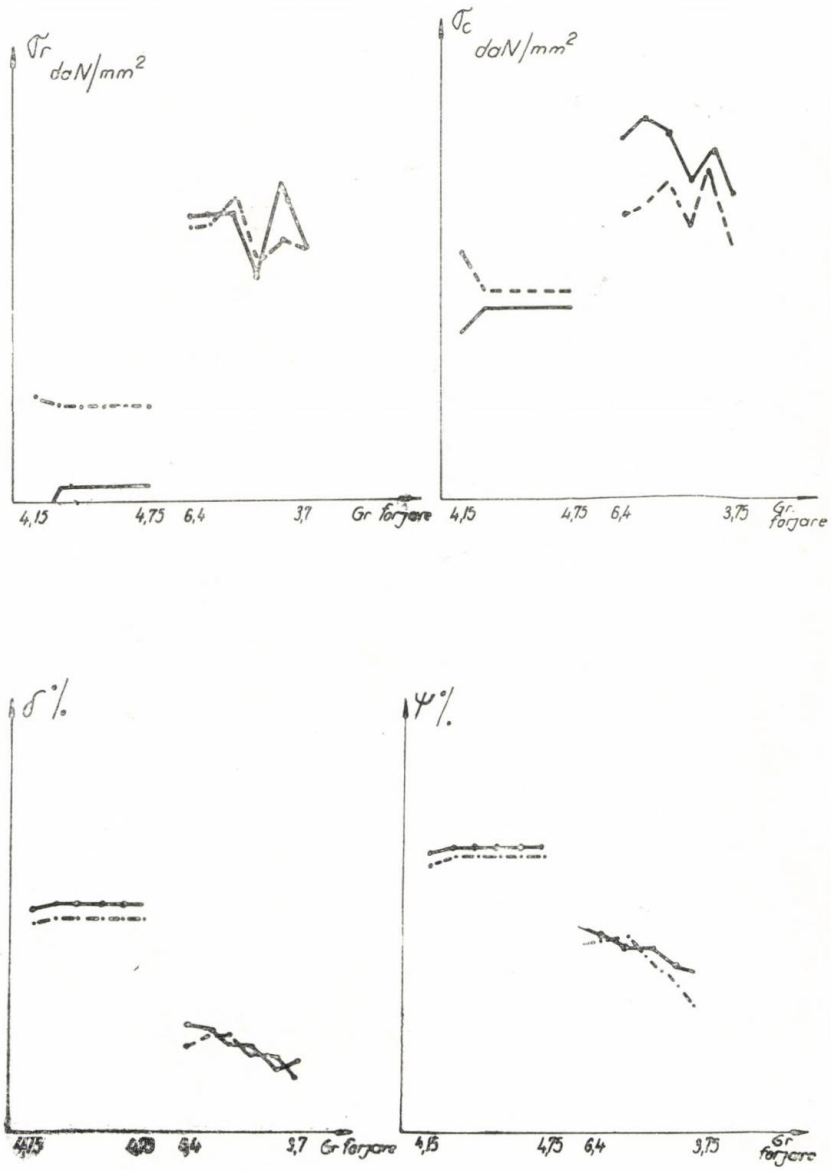


Fig. 7 Variația caracteristicilor mecanice în zone cu grad de forjare diferit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Charpy, G.:* The Iron Age, april 24, 1919.

[2] *Welles, C., Mehl, R. F.:* Transactions ASM vol. 41, 1949.

[3] *Venal, W. V. ș.a.:* The effect of E.S.R. on the properties of AISI steel.

[4] *Thornton, P. A., Colangelo, V. J.:* Variation of mechanical properties in large steel forgings — Comunicare CFI — Paris, 1975.

[5] * * *. I.C.E.M., Contract 1600/1975.

[6] *Tripșa, I., ș.a.:* Optimizarea proceselor de turnare, solidificare și încălzire a lingourilor de oțel. Ed. Tehnică, București, 1975.

[7] *Thornton, D.:* Ingot technology in Steel Times, ian. 1970 — sept. 1971.

[8] *Bozidar, S.:* Application of mathematical model by heat heating of heavy forging ingots — CFI Paris, 1975.

[9] * * *: I P. Cluj-Napoca, Nota cu privire la comportarea la deformarea la cald a unor oțeluri, 1976.

[10] *Gelain, J.:* Manuel elementaire d'utilisation pratique des methodes statistiques, 1960 ETIF Paris.

[11] *Gnedenko, B. V. ș.a.:* Metode matematice în teoria siguranței. Editura Tehnică, București, 1968.

CZ : 658.562. 012.7 : 621.77 : 669.715 : 669.35

Mecanismul de apariție și căile de evitare a unor defecte superficiale specifice extruziunii aliajelor neferoase cu baza de aluminiu și cupru

Dr. ing. Mihai **PRIDVORNIC**, ing. Aurelia **GEORGESCU** — Institutul de Cercetări Științifice, Inginerie Tehnologică și Proiectări pentru Sectoare Calde — București

În cuprinsul lucrării se studiază mecanismul probabil de apariție a unor defecte superficiale întîlnite la extruziunea la cald a pieselor și profilelor din aliaje neferoase cu bază de aluminiu și cupru. În continuare, se sugerează căile prin care se pot evita defectele în discuție. În figurile 1, 2 și 3 a fost prezentat acest gen de defecte pentru piese și profile din alamă, extrudate la cald. Pentru profile din aliaje de aluminiu, defecte similare au fost redate în lucrări de [1], [2]. Defectele în discuție au următoarele particularități :

— sînt întotdeauna superficiale (sau foarte aproape de suprafață);

— au forma unor băsicuțe umplute cu aer sau gaze;

— pot apare individual, grupat sau în șiruri;

— sînt acoperite cu o peliculă metalică subțire de circa 0,1 ... 0,5 mm, cum se poate vedea în figura 4 și 5 și au o oarecare tendință de apariție în vecinătatea incluziunilor nemetalice (fig. 4).

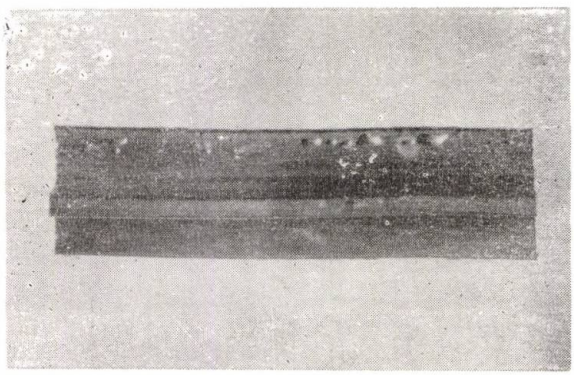


Fig. 1 Profil de alamă $\alpha + \beta$ extrudat la cald cu băsicuțe în șiruri.

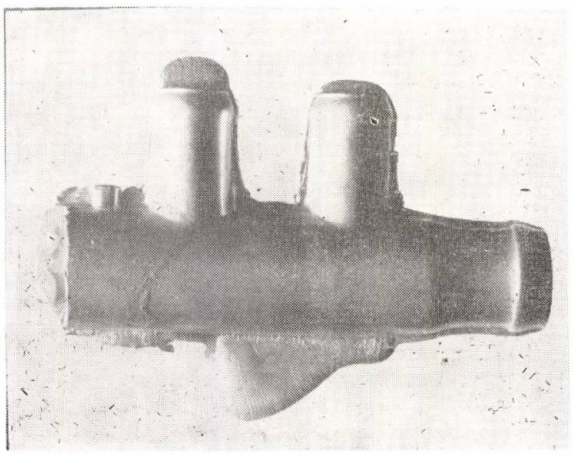


Fig. 2 Piesă matrițată din alamă $\alpha + \beta$ cu băsicuțe în zona capului gros (stînga) extrudat lateral.

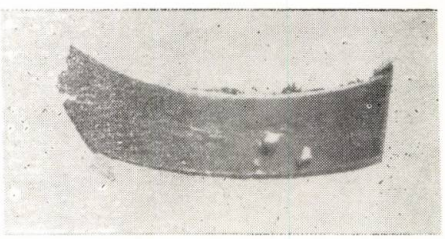


Fig. 3 Zonă dintr-o piesă din alamă $\alpha + \beta$ cu băsicuțe grupate (sus: scara 1 : 1; jos scara 5 : 1).

În continuare, se prezintă desfășurarea procesului de extruziune directă sau inversă în succesiunea fazelor sale. În prima fază (fig. 6 și 7), are loc o sensibilă refulare a semifabricatului care astfel tinde să se lipească de pereții matriței sau ai conteinerului. Această refulare este posibilă deoarece semifabricatul are un diametru D_s mai mic decît diametrul D_m al matriței (în practică

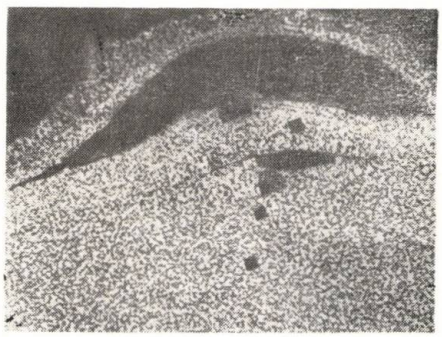


Fig. 4 Secțiune printr-un profil de roată dințată extrudată la cald (zona flancului dintelui, cu incluziune de zgură identificată în lumină polarizată) și băşicuța umplută cu gaz (alamă $\alpha + \beta$).

jocul dintre semifabricat și matriță se adoptă 2 . . . 3% din D_m). Jocul dintre semifabricat și matriță nu poate fi evitat din două motive și anume: intrarea semifabricatului în matriță trebuie să se facă ușor și să nu necesite operații suplimentare de centrare, în al doilea rînd dacă semifabricatul ar intra fără joc, în timpul introducerii sale în conteiner (matriță) s-ar freca de pereții acestuia, îndepărtînd lubrifiantul înainte de începerea extruziunii propriu-zise.

Fig. 5 Secțiune printr-un profil de alamă $\alpha + \beta$ extrudată la cald. Aspect de băşicuțe umplute cu gaz și sparte la atacul chimic.

Datorită jocului dintre semifabricat și matriță (conteiner), în timpul refulării, rămîne blocat un volum de aer (sau gaze provenind din arderea lubrifiantului) care devine „prizonier" și care se va nota cu V_i. În afară de acesta, în asperitățile superficiale ale semifabricatului (provenind din rizurile de la așchiere sau denivelări superficiale) se mai

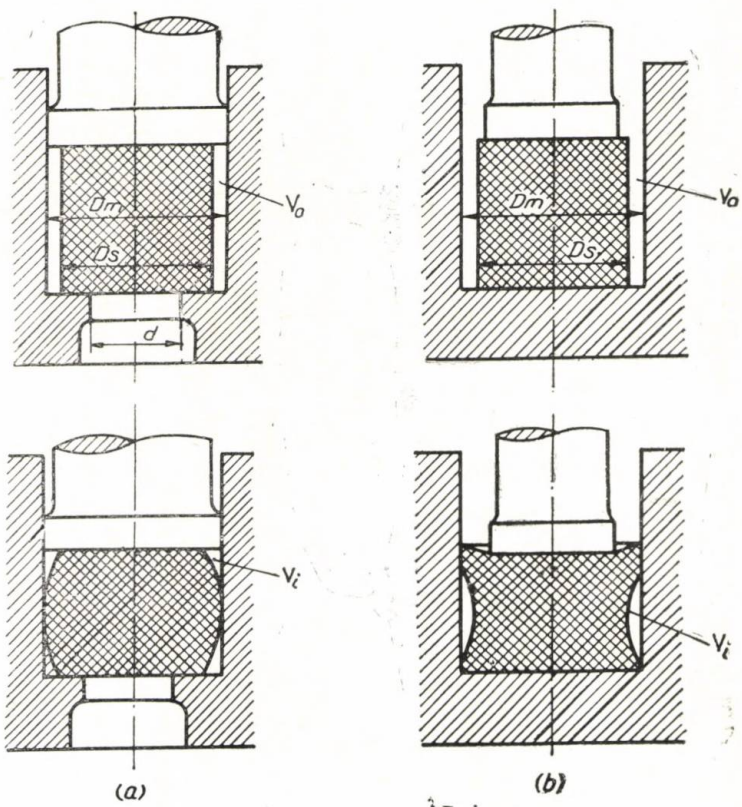


Fig. 6 Blocarea gazelor în cazul extruziunii directe și inverse pe prese verticale.

găsește un volum suplimentar de aer V_s care, potrivit estimărilor din lucrarea [1], reprezintă 10...12% din V_i.

Se poate spune deci că după terminarea fazei de refulare preliminară, în momentul în care începe extruziunea, în conteiner (matriță) rămîne un volum de „gaze prizoniere" pe care îl vom nota cu $V_1 = V_i + V_s = 1{,}1 \cdot V_i$. Dacă se face ipoteza desfășurării adiabate a procesului de compresiune a gazului și dacă

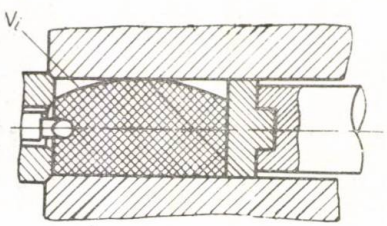


Fig. 7 Blocarea gazelor în cazul extruziunii directe a țevilor pe o presă orizontală după [1].

se consideră că acest gaz se comportă ca un gaz ideal, volumul și temperatura lui se determină din ecuația de stare a gazelor, pentru entropie constantă;

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right); \quad \frac{K-1}{K} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right) \qquad (1)$$

În cazul aerului $\frac{k-1}{k} = 0{,}286$, iar $k - 1 = 0{,}4$ (k fiind raportul căldurilor specifice la volum și respectiv presiune constantă B. L. Vasiliev [1], pornind de la aceste ipoteze, dă următorul exemplu numeric:

- diametrul conteinerului: $D_m = 1\,280$ mm;
- diametrul semifabricatului: $D_s = 1\,275$ mm;
- lungimea semifabricatului: $L_s = 500$ mm;
- volumul de aer cuprins în spațiul dintre conteiner și semifabricat: $V_i = 800$ cm^3;
- volumul de aer reținut în asperitățile superficiale ale semifabricatului: $V_s = 100$ cm^3;
- volumul total de „gaze prizoniere": $V_1 = 900$ cm^3;
- presiunea de extruziune: $p_2 = 5600$ kgf/cm^2, sau $9{,}8 \times 5{,}6 \times 10^7$ N/m^2;
- presiunea inițială: $p_1 = 1$ kgf/cm^2, sau $9{,}8 \times 10^4$ N/m^2;
- temperatura inițială: $T_1 = 673$ K.

Temperatura „gazelor prizoniere" va fi în final $T_2 = 673 \cdot 5600^{0{,}286} = 7760$ K $= 7487$°C iar volumul se va micșora pînă la $V_2 = 2{,}06$ cm^3.

Temperatura $T_2 = 7760$ K a fost calculată făcîndu-se o serie de ipoteze simplificatoare. În realitate procedeul nu este adiabat (au loc transmisii intense de căldură în conteiner, matriță, poanson), iar gazul nu are o comportare ideală. Deși temperatura gazului nu este atît de mare, se poate totuși presupune că ea este suficientă pentru ca în perioade scurte de timp să provoace fenomenul care controlează local calitatea suprafeței metalului.

Din analiza structurii, cum se arată în figurile 4 și 5, măsurarea microdurităților (figura 4) și distribuția fazelor din vecinătatea defectelor în discuție, se infirmă presupunerea că aici ar fi avut loc topiri locale în urma cărora ar apare bule de gaz. Se poate deci presupune că aceste defecte sînt mai de grabă rezultatul unei succesiuni de fenomene: disocierea gazelor moleculare în gaze atomice (sub influența condițiilor locale de presiune și temperatură), adsorbția gazului difuzia superficială în metal a gazelor atomice și solubilizarea sub efectul presiunii și temperaturilor locale ridicate, care atunci cînd scad brusc la ieșirea din zona focarului de deformație provoacă aceleași fenomene, dar în succesiune inversă (ieșirea din soluția solidă și expulzarea gazului din matrița metalică).

Pentru a demonstra că prezența „gazelor prizoniere" determină apariția bulelor superficiale, [1], s-a făcut un experiment în care s-a mărit artificial cantitatea de aer în interiorul conteinerului. Astfel, pe lingoul supus extruziunii (material AK 6; $D_n = 85$ mm; $D_s = 83$ mm; presă orizontală de 600 tf) au fost practicate canale în spirală adînci de 3 mm și cu un pas de 10 mm în care s-a reținut un volum suplimentar de aer. Întregul semifabricat, după extruziune, a prezentat defecte sub formă de bule superficiale de diverse dimensiuni.

Pe baza acestor constatări, rezultă că micșorarea cantității de aer sau gaze provenind din arderea lubrifiantului poate duce la micșorarea frecvenței de apariție a defectelor superficiale de genul bulelor de gaz sau chiar la absența lor. Micșorarea cantității de aer se poate face prin micșorarea diferenței de diametre dintre D_m și D_s, care nu trebuie să fie mai mare de 1%, așa cum se recomandă în lucrarea [1]. O altă metodă, elaborată și verificată de autorii prezentei lucrări, o constituie asigurarea evacuării aerului existent prin utilizarea unor semifabricate conice. Lingoul (sau semifabricatul) se introduce cu diametrul mare (baza trunchiului de con) spre matriță, diametrul său mic fiind în contact cu poansonul. Refularea preliminară are loc succesiv pe lungimea semifabricatului, asigurîndu-se evacuarea progresivă a gazelor din conteiner. Realizarea conicității semifabricatului se poate asigura fie în fazele tehnologice preliminare (de exemplu prin turnare

sau prematrițare), fie, așa cum recomandă autorul lucrării [2], printr-o încălzire diferențială pe lungimea lingoului. În acest ultim caz, se utilizează un cuptor cu inducție de construcție specială, care încălzește lingoul diferențiat pe lungimea sa, asigurînd o diferență de temperatură pe lungime de circa 90 ... 100°C. Reglarea instalației la parametrii optimi se face cu ajutorul unor experimentări preliminare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasiliev, B. L.:* Mehanizmî obrazovaniia puzîrei i plen pri pressovanii aluminievîh splavov. In: Zuzn — ștamp. proizv.

[2] * * *. Aktuelle Fragen des Strangpressens von Aluminium In: Metall, 1974, 28 Nr. 4 p. 402 ... 404.

[3] * * *. Structura i svoistva polufabrikatov iz aluminievîh splavov. Ed. „Metallurghia", Moscova, 1974.

CZ : 621.983 : 658.562 : 621.004.64 : 519.2

Cu privire la durabilitatea și modelul matematic al fiabilității matrițelor de forjă

Ing. Stelian **GEORGESCU-COCOȘ** — I.A.P.I.T. București

Durabilitatea unei matrițe se apreciază după numărul total de piese matrițate în termentul de serviciu al acesteia. Nu există pînă în prezent o concepție unitară în privința caracterului și a ponderii de influență a diferiților parametri asupra durabilității matrițelor (prescurtat *DM*), acțiunea acesora avînd un caracter deosebit de complex și din cauza varietății largi a tipurilor de piese matrițate și a mașinilor de forjare.

Din punct de vedere al siguranței în exploatare, matrița de forjă poate fi considerată ca un obiectiv complex, compus din elemente relativ simple, diferite ca rezistență, solicitare și durabilitate.

Majoritatea matrițelor ies din uz din cauza uzurii sau distrugerii unuia sau mai multor elemente suprasolicitate mecanic, termic, sau combinat. Numărul mare de parametri de influență și caracterul lor sinergistic în exploatare — aproape imposibil de tratat teoretic — precum și lipsa unor suficiente date experimentale asupra condițiilor de exploatare îngreunează elaborarea unor măsuri eficiente de îmbunătățire a *DM*. Chiar și la o primă analiză se constată că pe suprafețele active (de lucru) ale matrițelor, de formă complicată sau simplă, apar fisuri mici izolate și mai adînci la capete, localizate în special pe pereții verticali și la baza cavităților. Dacă fisurile nu sînt adînci și nu îngreunează scoaterea piesei, *DM* va fi influențată doar de viteza de propagare în lungime și adîncime a fisurilor. Formarea fisurilor adînci — crăpături — și distrugerea matriței în acest fel sînt mai frecvente la ciocanele mari. Scoaterea din uz, datorită fisurilor, este posibilă și la matrițele de presă, dar cauza directă a producerii fisurilor, în acest caz, poate fi volumul de metal în exces și durata mai mare de contact cu metalul încălzit. Trebuie menționat și faptul că la începutul schimbului sau la întreruperi mari, matrița superioară — cu o gravură mai complicată — se sparge mai frecvent din cauza preîncălzirii insuficiente.

Spargerea unei matrițe se produce cel mai frecvent la elementul cel mai adînc al gravurii, sub un unghi de 45°, iar în ruptură apare o structură microcristalină, în trepte, urme de deformații plastice vizibile, cu caracter fragil. Circa 30% din matrițele de ciocan ies din uz datorită apariției fisurilor de oboseală și a ruperii în locul de îmbinare a cozii de rîndunică.

Ca o primă concluzie, se poate spune că ruperea fragilă a matrițelor este provocată de concentratorii de tensiune existenți în gravura matriței și în afara ei, de schema nefavorabilă a stării de solicitare și de prezența unor defecte metalurgice. Pe lîngă acești factori, mai trebuie luați în considerare și temperatura și presiunea mare de contact, solicitările ciclice care contribuie la apariția fisurilor de oboseală termică și mecanică, formarea unor noi suprafețe prin deformarea plastică a semifabricatului cu o tendință de gripare. Griparea se intensifică în urma încălzirii zonei de contact la o temperatură care poate depăși punctul A_{c1} al materialului matriței. Cu privire la temperatura matriței, deși s-au făcut numeroase cercetări, părerile sînt împărțite datorită metodei de măsurare, în sensul că temperatura sub suprafața gravurii matriței este fie 550 ... 650°C

[5], 650 ... 700°C [7], sau 500 ... 600°C [2]. În ceea ce privește temperatura medie, majoritatea consideră că temperatura la matrițele de ciocan diferă considerabil de matrițele de presă și anume :

— ciocan pînă la 1,5 t — matriță superioară — 70°C ; matriță inferioară — 100°C ; — ciocan pînă la 3 t — matriță superioară — 110°C ; — matriță inferioară — 160° C ; — ciocan peste 3 t — matriță superioară — 180°C ; matriță inferioară — 260°C ; — presă — ambele matrițe 250 ... 400°C.

Adîncimea zonei cu o încălzire deasupra temperaturii A_{c1} pentru elementele matriței poate să meargă pînă la 0,6 ... 1,0 mm sub suprafața gravurii matriței și acest fapt poate fi pus în evidență prin forma stratificată caracteristică rezultată în urma transformărilor structurale.

La matrițele de ciocan, pe suprafața gravurii se constată rizuri longitudinale, mici smulgeri, puncte de știrbire, pete de culori de revenire și semne de gripare. Fenomenul răspunzător pentru o bună parte din aceste defecte, nu numai la ciocane dar și la prese, este așa numita uzură erozivă. Chiar și la o uzură normală (admisă) are loc o deplasare și o împingere a straturilor superficiale ale materialului matriței în direcția curgerii metalului deformat. Orientarea și adîncimea straturilor formate astfel redă precis direcția și intensitatea curgerii metalului deformat, punînd în evidență zonele cu solicitare maximă, fie mecanică, fie termică [3]. Cu toată complexitatea fenomenului, s-au făcut numeroase încercări pentru a stabili o corelație între *DM* și cauzele presupuse ale defectării. După unii autori [5, 7], parametrii de influență ai *DM* pot fi grupați în patru categorii principale

1. Metalurgici :

— compoziția oțelului de matriță ;
— modul de elaborare și turnare al blocului de matriță (incluziuni, segregații, sufluri, etc) ;

2. Constructivi :

— procedeul de matrițare ;
— forma și complexitatea piesei matrițate ;
— numărul de faze tehnologice ;
— organizarea matriței în planul de separație (amplasarea locașelor, bavura, etc.) ;
— tipul de prindere, nivelul de compunere al al blocului (inserții, pastile, etc).

3. Tehnologici :

— gradul de deformare obținut la piesa matrițată ;
— modul de execuție (finisare) al gravurii matriței ;
— starea suprafeței gravurii ;
— regimul de tratament termic al matriței.
— mărirea rezistenței superficiale a gravurii.

4. De exploatare :

— puterea, particularitățile cinematice, dinamice și gradul de uzură al mașinii de forjare ;
— calificarea operatorului ;
— corectitudinea reglajului ;
— temperatura și metoda de încălzire a materialului deformat ;
— tipul lubrifiantului și metoda de lubrifiere ;
— regimul de matrițare ;
— metoda de remediere a defectelor matriței.

Lista de mai sus nu epuizează gama largă a parametrilor care pot influența *DM*. Pentru elaborarea unui sistem informațional ca bancă de date pentru un model fiabilistic, în figura 1 se schematizează factorii de influență ai *DM*. Încercările anterioare de stabilire a unor relații cantitative *DM* au luat în considerare cîte unul sau în cel mai bun caz un număr restrîns de parametri. Astfel în figura

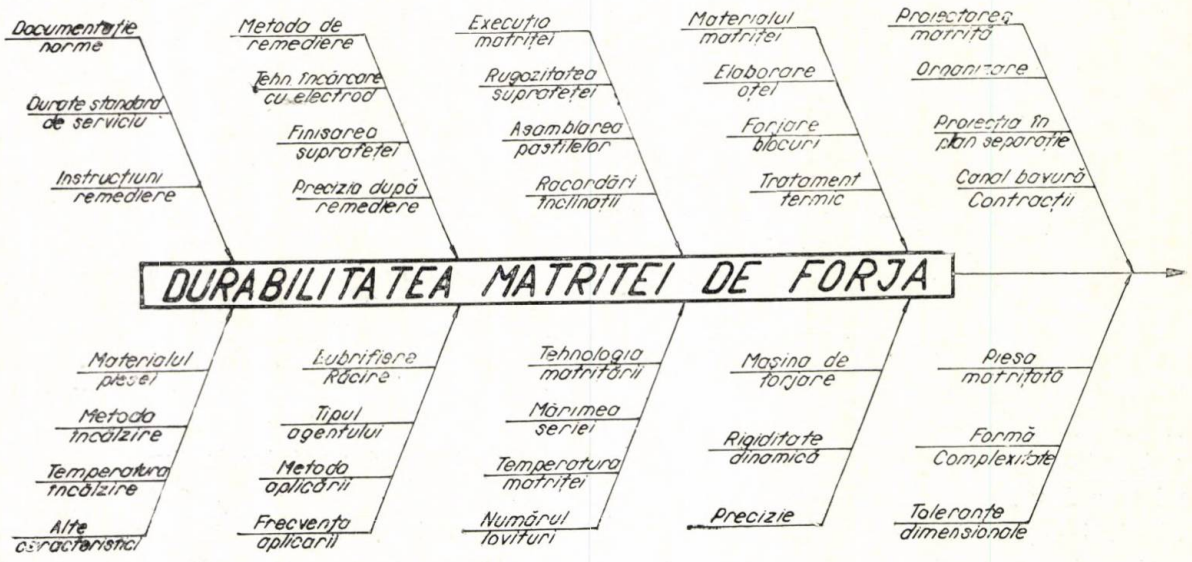


Fig. 1 Parametrii de influență ai durabilității matrițelor de forjă.

2 se reprezintă variația *DM* funcție de masa piesei matrițate, atît la presă cît și la ciocan,

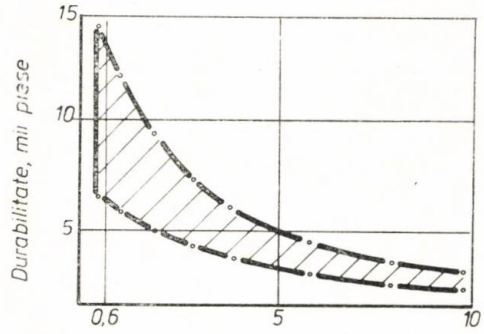


Fig. 2 Variația durabilității matrițelor de ciocan funcție de masa părții căzătoare a ciocanului.

iar în figura 3 este definit domeniul de variație al *DM* pentru ciocane funcție de masa părții căzătoare. S-au mai trasat curbe pentru variația *DM* funcție de raportul între înăl-

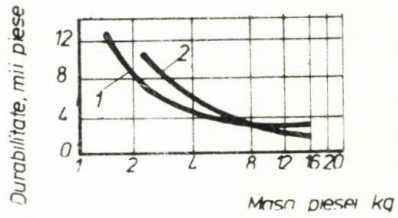


Figura 3 Variația durabilității matrițelor de presă (1) și de ciocan (2) funcție de masa piesei matrițate.

A. Intreprinderea — Secția

Denumirea matriței — Nr. desen

Proiectant matriță — Executat matriță

Denumire produs matrițat — Nr. desen produs

Nr. operație tehnologică — Material produs matrițat

Greutate produs matrițat (kg) — Mărime lot (buc)

B. Descrierea matriței

Monobloc | Cu inserție

Extractor: Superior | Inferior | Nu

Placă debitare: Poanson | Matriță | Nu

Părți mobile active: Da | Nu

Nr. locașuri pregătitoare:

finisare	a	0	1	2	3
preliminare	b	0	1	2	3
întindere	c	0	1	2	3
îndoire	d	0	1	2	3
gîtuire	e	0	1	2	3
refulare formare	f	0	1	2	3
Nr. cuțite tăiere	g	0	1	2	3

Înălțime matriță H(mm)

C. Material matriță

Marca

Tratament termic

Greutate

Furnizor

D. Utilaj

Ciocan (masa părții căzătoare)

Presă (forță)

Tip — An

Rigiditate: Bun | Satisfăcător | Slab

E. Evidența exploatării

Data	Schimb	Lotul de forjare	Nr. piese forjate	Obs.

F. Condiții tehnologice

Semifabricat: Dimensiuni (mm) | Toleranță (mm)

Greutatea (kg) | Toleranță (mm)

Încălzire presă: t = °C

CIF | gaz | rezistență

Preîncălzire matriță: t = °C | Nu

arzător | rezistență | piesă caldă

Lubrifiere: marca

spray | pensulă | altele

la fiecare | 1 | 2 | 3 | | prese

Răcire: Da | | Nu |

Înălțimea bavurii h(mm)

Nr. mediu lovituri pentru realizări produs

a	b	c	d	e	f	g

Comanda ciclului de lucru: Manual | Automat

n = lov/min

Fig. 4 *a*

G. DEFECTE

Prima cifră		A doua cifră		A treia cifră	
0	Fără defect	0	Fără defect	0	Fără defect
1	Matriță superioară	1	Suprafață gravură	1	Deformare plastică
2	Matriță inferioară	2	Coadă de rîndunică	2	Fisuri
3	Extractor	3	Locaș cep ghidare	3	Crăpături
4	Parte mobilă activă	4	Locaș pană prindere	4	Spărturi
5	Altele	5	Suprafață reazem	5	Uzură erozivă
		6	Altele	6	Depuneri tunder stratificat
				7	Altele
Cod defecte constatate		1 2 3	1 2 3	1 2 3	1 2 3 1 2 3

N. EFECTUL DETERIORARII MATRIȚEI ASUPRA PRODUSULUI FORJAT	I. CAUZA (PRESUPUSĂ) A DETERIORĂRII MATRIȚEI

K. EVIDENȚA REMEDIERE

Timp așteptare (h)	Timp remediere (h)	Valoare manoperă (lei)
Descriere remediere		
Valoarea mat uzate (lei)	Loc remediere	

L. DEPOZITARE	- MANIPULARE	- TRASPORT

M. Obs

DATA COMPLETARII		NUMELE OPERATOR	

Fig. 4 *b*

ţimea canalului de bavură şi înălţimea piesei în matriţă, raportul între masa matriţei şi masa piesei matriţate, razele minime de racordare, înclinările de matriţare, etc [4]. Deşi toate aceste formule au la bază date statistice, nici o curbă sau formulă nu poate fi aplicată decît cu o aproximaţie considerabilă la un caz dat. Influenţa altor parametri din figura 1 nu este suficient studiată. Practica a arătat o concordanţă bună a legii Weibull în cazul în care defectările se datorează unor fenomene de uzură şi/sau îmbătrînire şi se consideră ca un instrument principal de analiză al fiabilităţii matriţelor. Utilizarea ei prezintă şi avantajul că poate identifica acele cazuri în care legea de distribuţie este exponenţială sau normală. S-a studiat posibilitatea de rezolvare a funcţiei de distribuţie Weibull cu ajutorul calculatorului Wang 2 200 pe un program scris în Basic Fortran, determinarea parametrilor funcţiei făcîndu-se pentru un şir de valori ale observaţiilor culese cu modelul de fişă din figura 4. Funcţia de fiabilitate are forma cunoscută $R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}\right]$, iar media timpului de funcţionare (*MTTF, MTFF, MTBF*) de forma $m = \gamma + \eta\Gamma\left(1+\frac{1}{\beta}\right)$

Parametrii distribuţiei Weibull β, γ, η se pot determina şi pe cale grafică folosind abaca Plait de coordonate $\ln t$ şi $\ln\ln \frac{1}{1-F(t)}$ Se permit evaluări rapide, chiar la un număr redus de observaţii, şi decalarea unui amestec de populaţii sau schimbarea (din punct de vedere fiabilistic) a modului de comportare a produsului în timp. Ca urmare a testelor efectuate s-a constatat că programul de calcul dă rezultate bune în condiţiile populaţie defectă integral, populaţie omogenă (β = constant), număr minim de observaţii 50. Pentru a ridica *DM*, este necesar ca din studiul de fiabilitate să rezulte acei parametrii care au ponderea cea mai mare şi apoi cu o analiză tip Pareto să se ia măsura pentru mărirea lui *DM*. De menţionat, că fiecare aplicare a programului poate duce la o rezolvare spectaculoasă, dar cu caracter local şi care trebuie să se ia în consideraţie mereu schimbarea condiţiilor iniţiale din construcţia, execuţia şi exploatarea matriţelor de forjă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Georgescu-Cocoş, S.:* Uzura matriţelor de forjă, lucrare de sinteză, BIT-B, nr. 3, 1973.

[2] *Georgescu-Cocoş, S., ş.a.:* Măsurarea temperaturii sub suprafaţa matriţei în timpul matriţării. Construcţia de maşini, nr. 12, 1975.

[3] *Georgescu-Cocoş, S., ş.a.:* Studiul suprafeţelor uzate la matriţele de forjă cu ajutorul microscopului electronic cu baleiaj. Metalurgia, nr. 4, 1977.

[4] *Colectiv ICPTSC ICPTCM:* Cercetări de fiabilitate în vederea creşterii durabilităţii matriţelor de forjă. Lucrarea 1403/1976.

[5] *Belskii, E., I.:* Stoikosti kuznecinîh ştampov. Ed. Nauka i Tehnica, Minsk, 1975.

[6] * * *: Failures of Tools, Handbook of ASTM, pag. 500 ... 507, vol. 2, 1975.

[7] *Heinemeyer, H.:* Cercetări în problema durabilităţii matriţelor pentru forjare. Clasificarea defectelor şi corelarea între defect şi durabilitate. (l. germană), teză doctorat, INID = B.252.307.

[8] * * *: Fiabilitatea produselor industriale. Indicator de fiabilitate. STAS 10307—1975.

CZ : 621.78 : 621.822

Optimizarea organizării fluxurilor tehnologice în sectoarele calde de prelucrare prin deformare plastică ale fabricației de rulmenți

Ing. Kurt **HALLER** — Intreprinderea „Rulmentul" — Brașov

Fabricația de rulmenți cunoaște în ultimii ani o dezvoltare intensă, atît din punct de vedere calitativ. Este un proces cu particularități privind seria mare și de masă a producției și necesită asigurarea unor condiții esențiale și anume :

a) *fiabilitate tehnologică,* strict necesară pentru asigurarea unei calități corespunzătoare, precizii ridicate și ritmicitate, specifică fabricației produselor în serie mare și de masă ;

b) *aptimizarea fluxului tehnologic,* în sensul reducerii volumului de mișcare a materialului și a semifabricatelor pe parcursul procesului de fabricație, a consumului de material, combustibil și energie, precum și în vederea creșterii productivității muncii.

Analiza prin prisma acestor deziderate, rezultă în mod nemijlocit că prelucrarea prin deformare plastică, prin specificul ei, constituie una din principalele resurse de economisire a materiei prime, combustibilului și energiei electrice. De asemenea, o pondere importantă total de mișcare a materialelor și semifabricatelor în fluxul total de producție a rulmenților, este deținută de procesul de realizare a semifabricatelor forjate.

Din cele de mai sus, rezultă importanța majoră a raționalizării fluxului tehnologic de realizare a semifabricatelor forjate, sub toate aspectele.

Astfel, ținîndu-se cont de cerințele realizării reducerilor consumului de metal și de îmbunătățirea calitativă a semifabricatelor forjate sau laminate, pe parcursul timpului, tehnologiile de forjare au cunoscut o continuă îmbunătățire.

De la realizarea semifabricatelor forjate prin forjare liberă, cu adaosuri mari și forme inexacte și inconstante, s-a trecut la realizarea acestora prin matrițare pe ciocane și prese verticale, apoi la matrițarea pe mașini de forjat orizontale și, în ultima perioadă, la matrițarea de precizie pe mașini automate de forjare multioperaționale.

Cu toate îmbunătățirile privind calitatea parametrilor geometrici ai pieselor forjate, consumul de metal și randamentul de lucru, realizate prin procedeele tot mai moderne de matrițare aplicate, au continuat totuși să persiste o serie de deficiențe de principiu pentru tehnologia de fabricație în serie și anume :

— existența unei palete mari de dimensiuni ale materialelor de pornire, condiționată de multitudinea tipodimensiunilor din programul de fabricație, care de altfel, ca urmare a programului deosebit de bogat de asimilare a produselor noi, se află în continuă creștere ;

— limitarea programului de fabricație, posibil de realizat pe utilajele de matrițare din dotare, la anumite dimensiuni ;

— imposibilitatea obținerii unei forme ale semifabricatelor apropiate de cea a piesei finite, din considerente tehnologice ;

— realizarea, la semifabricatele forjate, a unor fibraje ce se abăteau în multe cazuri de la orientarea optimă față de orientarea în exploatare a solicitărilor principale.

Toate aceste dezavantaje ale tehnologiilor de matrițare directă au dus, și aceasta încă relativ devreme, la evoluția procedeelor de realizare a semifabricatelor forjate ale inelelor de rulmenți, la introducerea procedeului de preforjare-laminare, care duce la eliminarea unui număr important de dezavantaje din cele menționate mai sus.

Astfel, datorită elasticității tehnologice a gradului de laminare, s-au putut elabora semifabricate preforjate uniformizate dimensional, ducînd la restrîngerea gamei dimensionale a barelor folosite în vederea forjării. De asemenea, au rezultat importante reduceri ale consumului de material și, prin tipizarea construcției sculelor de forjare, s-a redus corespunzător și consumul de oțel de scule.

Noile procedee au avut o influență pozitivă asupra lărgirii domeniului de utilizare a utilajelor de forjare, după cum rezultă din cele cîteva exemple care urmează :

— la MFO 4" de la ∅ max. = 100, la ∅ max. 160 mm ;

— la MFO 6" de la ∅ max. = 100, la ∅ max. 220 mm ;

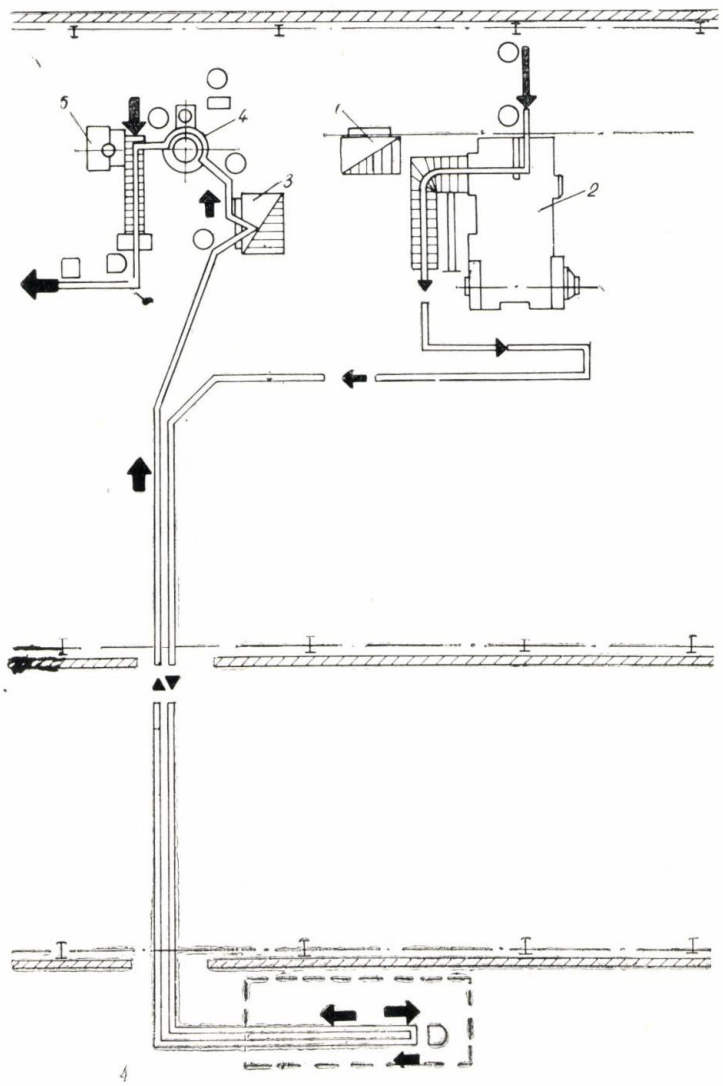
— la MP 2500 to. de la ∅ max. = 200, la ∅ max. 350 mm ;
— la AMP 30 de la ∅ max. = 64 la ∅ max. 90 mm ;
— la AMP 70 de la ∅ max. = 120 la ∅ max. 180 mm.

Datorită acestor certe avantaje tehnico-economice, procedeele de preforjare-laminare s-au dezvoltat și s-au diversificat tot mai mult, îmbunătățindu-se din punct de vedere tehnologic, pentru a se alinia la calitatea și productivitatea agregatelor automate de forjare, care asigură peste 80% din semifabricatele preforjate în vederea laminării, prin introducerea laminării profilate, calibrarea pe exterior după laminare și altele.

laminare se întrerupe fluxul tehnologic, inelele preforjate trebuind să fie stocate interfazic.

Astfel, semifabricatele preforjate pe diferite genuri de mașini de forjat, grupate în cadrul secției de forjare în diverse amplasamente, trebuie să fie deplasate cu mijloace de transport interne pe distanțe relativ mari. Acest lucru a fost ilustrat în :

— figura 1-a, care reprezintă situația procedeului discontinuu de preforjare pe MFO și laminare cu o depozitare intermediară ;
— figura 1-b, care reprezintă situația preforjării pe mașini de forjat verticale și laminare după o depozitare interfazică ;



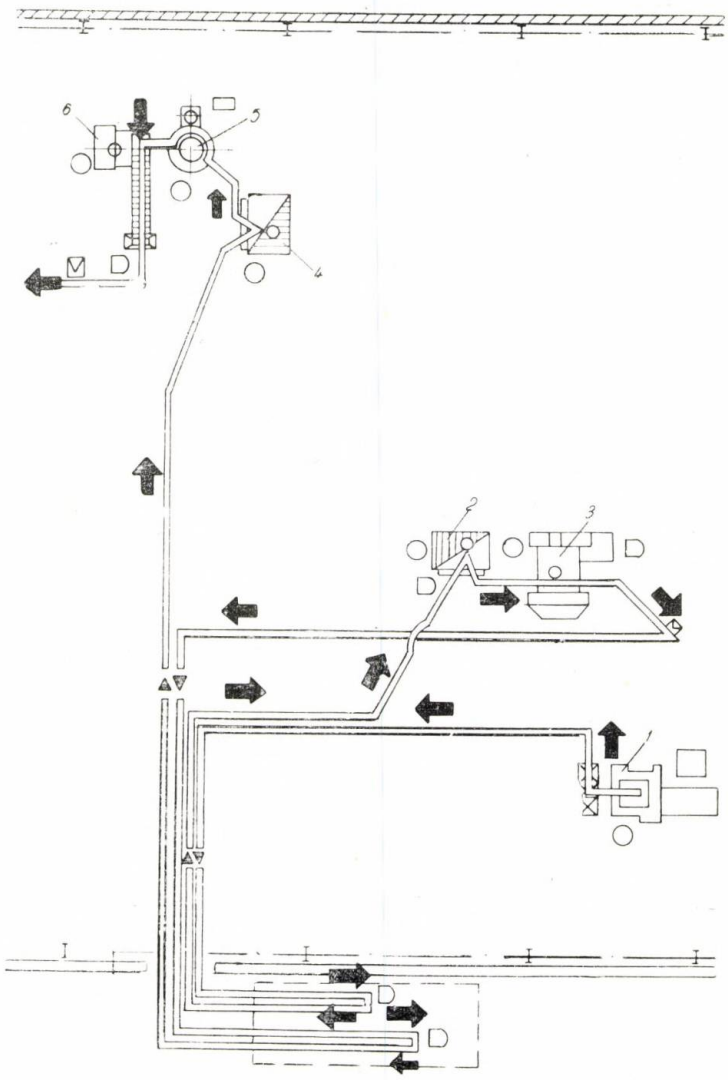
1 *a*

Cu toate avantajele incontestabile ale procedeului de preforjare-laminare, există totuși un dezavantaj esențial al acestui procedeu și anume : între faza de preforjare și cea de

— figura 1-c, care reprezintă situația preforjării pe o presă automată și laminarea după o depozitare interfazică pe platforma de depozitare a secției.

Efectele negative principale, ce decurg din soluțiile prezentate în figurile 1-a și 1-b sînt următoarele :

— în faza de preforjare și laminare, semifabricatele trebuie depozitate intermediar pe platforma de depozitare, ceea ce înseamnă un volum suplimentar de mișcare a semifabricatelor, precum și spațiu suplimentar necesar depozitării interfazice ;



1 *b*

— semifabricatele preforjate trebuie reîncălzite în vederea laminării, ceea ce înseamnă consum suplimentar de combustibil și pierderi suplimentare de metal, datorită arderilor de la reîncălzire ;

— înrăutățirea calității structurii inelelor, fiind cunoscut faptul că fiecare încălzire suplimentară are o influență negativă asupra proprietăților structurale ale materialului metalic ;

— întreruperea fluxului tehnologic duce la reducerea productivității muncii.

Soluția tehnică optimă care ajută la îmbunătățirea acestei situații, prin eliminarea parțială sau totală a neajunsurilor semnalate, este înlănțuirea tuturor fazelor tehnologice componente ale procesului complex de realizare a semifabricatelor forjate inelare, formîndu-se linii tehnologice integrate, compacte. Din punctul de vedere al posibilităților de organizare a unor linii tehnologice integrate de preforjare-laminare-calibrare, semnalăm trei categorii tehnologice și anume :

— grupul mașinilor de forjat orizontale de 4" și 6" (respectiv de 800 tf și 1200 tf) ;

— grupul preselor verticale (maxipresele de 2500 tf) ;

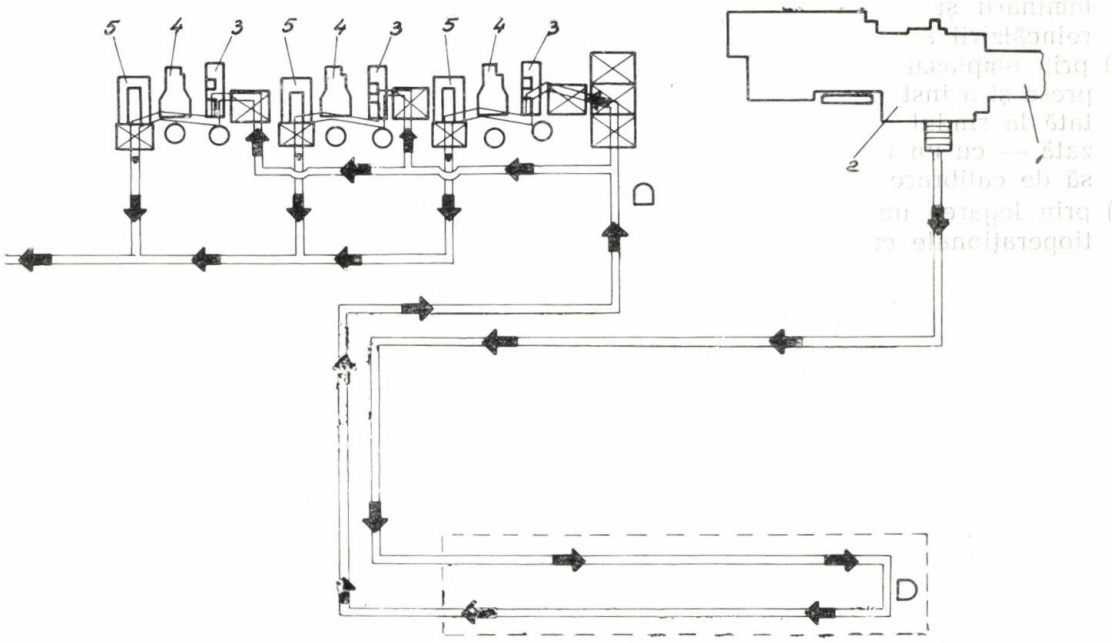
— grupul preselor automate multioperaționale.

În vederea determinării eficienței formării liniilor tehnologice integrate de preforjare — laminare — calibrare, vom arăta în cele ce urmează valorile principalilor parametri tehnico-economici ai procedeului de preforjare — laminare în varianta discontinuă :

a) *Valoarea medie a transportului semifabricatelor preforjate spre spațiul de depozitare și ulterior spre laminare ; re-*

zultă, luîndu-se în calcul un preț mediu de 22 lei pe tona transportată la 500 m distanță, o cheltuială anuală de transport de circa 330.000 lei ;

a) prin integrarea cîte unui laminor în fluxul tehnologic de încălzire-preforjare pe MFO, formîndu-se o linie compusă dintr-un cuptor de încălzire, o mașină



1 c

b) cheltuielile de combustibil pentru realizarea reîncălzirii în vederea laminării pe laminoarele dotate cu cuptoare de combustie, avînd un consum mediu de 0,25 tcc/to. de metal încălzit, la o cantitate de 4 000 To. piese/an ; rezultă *174.000 lei/an ;*

c) cheltuielile pentru consumul de energie electrică în vederea reîncălzirii semifabricatelor pentru laminare, la o cantitate de 8 000 t piese laminate/an, cu un consum specific de 0,5 Kwh/Kg, la un preț de 0,20 lei/Kwh ; rezultă *800.000 lei/an ;*

d) pierderile de metal prin arderea la reîncălzirea în vederea laminării sînt :

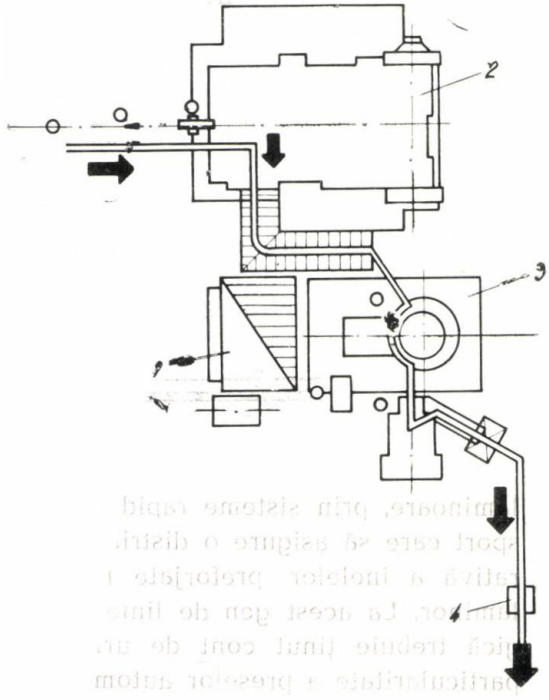
— pentru încălzirea celor 4000 t în cuptor cu vatră fixă : **500.000 lei/an ;**

— pentru încălzirea celor 8000 t prin inducție : **200.000 lei/an.**

În varianta procedeului discontinuu de preforjare-laminare, cheltuielile suplimentare de transport și reîncălzire reprezintă, pentru producția dată *2.000.000 lei/an,* sumă care va reprezenta o economie efectivă în situația formării liniilor tehnologice integrate.

După cum s-a arătat mai înainte se pot realiza trei tipuri de asemenea linii tehnologice de preforjare-laminare și anume :

de forjat orizontală, un mecanism care asigură transferarea rapidă, cu pierderi



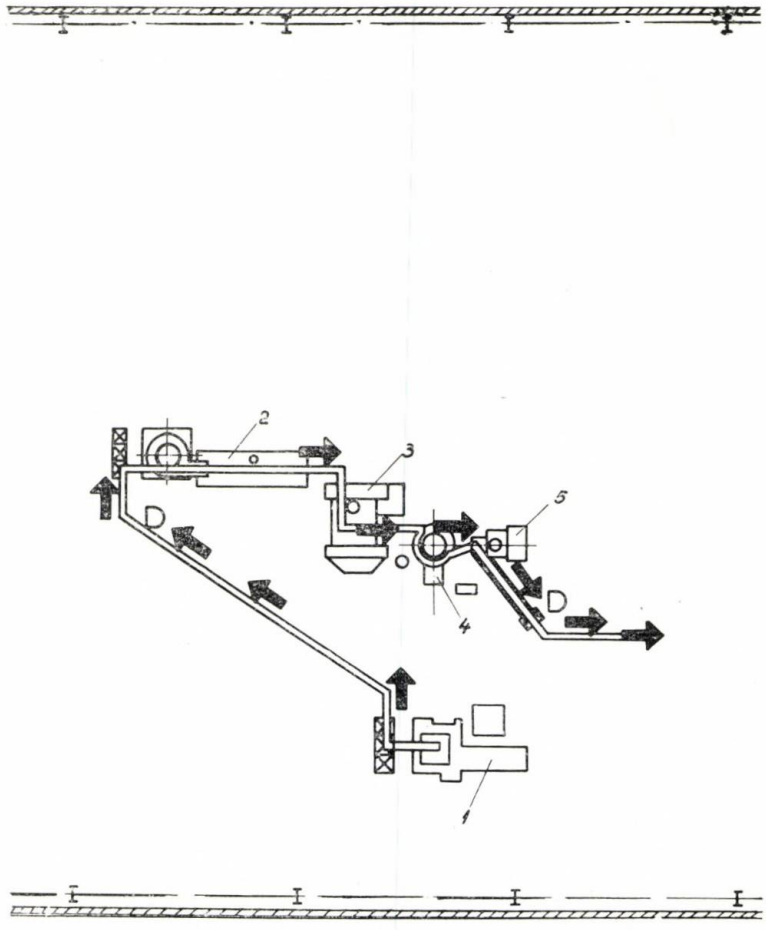
2 a

minime de căldură, spre laminorul de inele, care constituie, împreună cu presa de calibrare aferentă, ultimul ele-

ment component al liniei. Astfel se asigură un transfer al semifabricatelor preforjate de la MFO spre laminor ; se poate folosi căldura procesului de preforjare din semifabricate și în vederea laminării și nu se mai pune problema reîncălzirii acestora (fig. 2 a) ;

b) prin amplasarea, în flux, a unei maxiprese și a instalației de încălzire — dotată la rîndul ei cu alimentare mecanizată — cu un laminor de inele și o presă de calibrare (fig. 2 b) ;

c) prin legarea unei prese automate multioperaționale cu un număr adecvat de laminoare, prin sisteme rapide de transport care să asigure o distribuire operativă a inelelor preforjate la fiecare laminor. La acest gen de linie tehnologică trebuie ținut cont de următoarea particularitate a preselor automate : din punct de vedere intensiv ele au un tact de lucru ridicat (de peste 10 ori mai mare decît tactul mediu al unei prese orizontale clasice), în timp ce indicele lor mediu de exploatare extensivă este mai redus — datorită complexității tehnice a operațiunilor de exploatare curentă (reglaje, întreținere, schimbarea echipamentului tehnologic, etc). Astfel, în cadrul acestor linii o parte (cca. 30—40%) din inelele preforjate nu vor putea fi laminate direct din caldul de preforjare, trebuind să fie reîncălzite. Din acest motiv laminoarele ce formează acest gen de linie vor fi dotate și cu instalații individuale de încălzire electrică prin inducție, care vor fi utilizate numai în măsura necesității concrete. Dotările de acest tip conferă acestor linii tehnologice un grad suplimentar de elasticitate tehnologică (fig. 2 c).



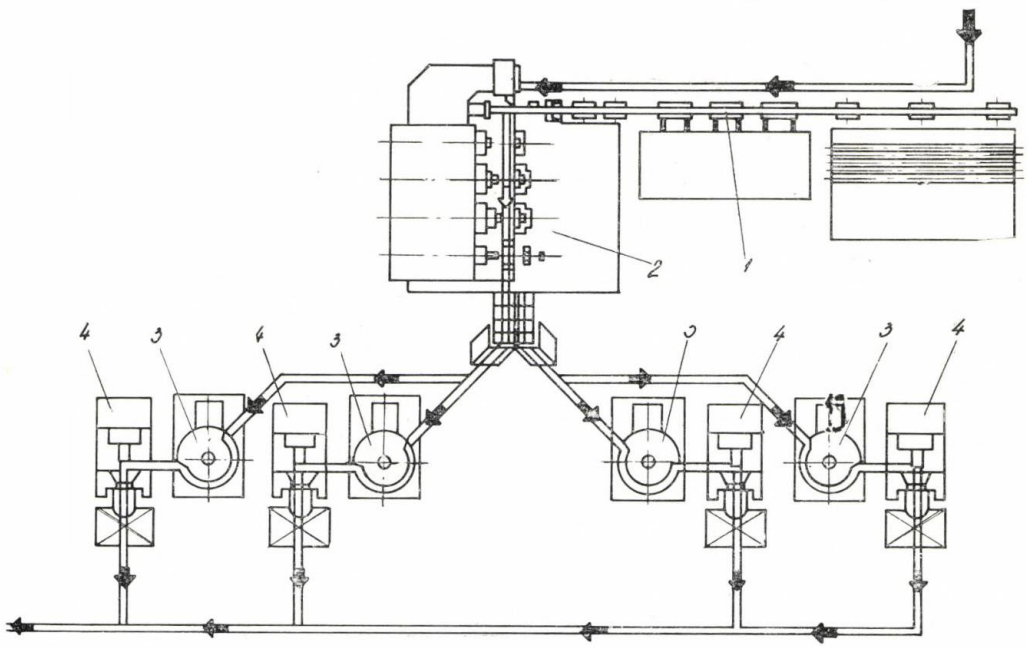
2 *b*

Pe lîngă avantajele tehnico-economice arătate, procedeul integrării liniilor tehnologice complexe și a preforjării-laminării dintr-un singur cald, asigură o corelare opera-

tivă continuă precum și o calitate superioară a caracteristicilor semifabricatelor preforjate, ceea ce conduce la performanțe superioare a pieselor laminate. Aceasta se explică prin legătura permanentă, directă, între faza de preforjare și cea de laminare, orice dereglare dintr-un compartiment al liniei (în special din cel de preforjare) fiind sesizată de către celălalt compartiment (cel de laminare) ducînd la îndreptarea „din mers" a situației.

Trebuie, de asemenea, arătat faptul că gruparea în linii tehnologice a utilajelor de preforjare cu cele de laminare-calibrare duce nemijlocit la o creștere substanțială a productivității muncii.

Organizarea producției de rulmenți în linii tehnologice integrate se înscrie, prin noile disponibilități calitative pe care le pune în evidență și prin importantele reduceri ale consumului energetic și de material, pe linia preocupărilor continuie de îmbunătățire și rațională a procesului tehnologic de fabricare a elementelor de rulmenți în toate fazele acestuia.



2 c

CZ : 539.319 : 621.979

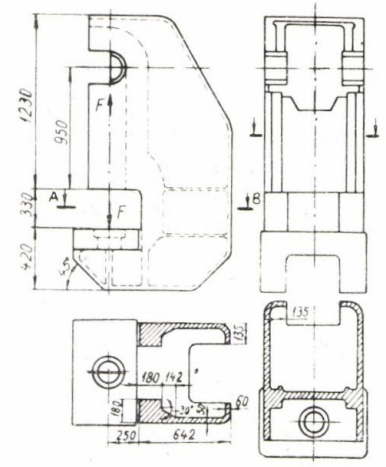
Cercetări experimentale asupra tensiunilor statice din batiul preselor mecanice de tip deschis

Conf. dr. ing. Ion **TUREAC** — Universitatea — Brașov

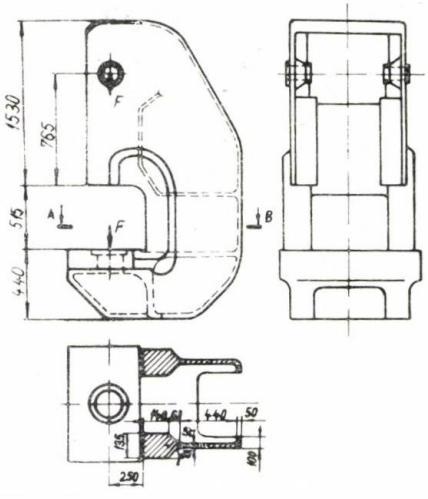
Batiul, organul pe care se asamblează toate subansamblurile piesei și care, prin ghidaje, asigură conducerea părții mobile a dispozitivului de lucru, preia integral forța ce se dezvoltă în procesul de presare. Sub acțiunea forței de presare el este intens solicitat căpătînd deformații care, în timpul efectuării operațiilor tehnologice, duc la pierderea preciziei cinematice a presei. În vederea micșorării deformațiilor, se recurge frecvent la mărirea secțiunilor pereților acestuia, fapt care conduce la creșterea greutății și la un consum mare de metal. Astfel, la presele de tip deschis, batiul turnat constituie elementul pentru care se consumă cea mai mare cantitate de metal, depășind uneori 65% din greutatea întregii construcții.

În scopul micșorării greutății totale a preselor, pentru reducerea consumului de metal și pentru asigurarea unor prețuri de cumpă-

rare avantajoase, pe plan mondial se manifestă tot mai pregnant tendința de înlocuire a batiurilor turnate cu batiuri sudate. Cu toate acestea, datorită proprietăților speciale ale fontelor, mai ales în ceea ce privește amortizarea vibrațiilor, cele mai multe dintre presele de tip deschis se execută cu batiuri turnate [1], [2], [3]. De aceea, cunoașterea



a



b

Fig. 1 Forme de batiuri studiate în lucrare.

comportării acestor batiuri sub acțiunea forței de presare prezintă mult interes pentru cercetători, proiectanții și constructorii de prese.

În cele ce urmează sînt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale ale autorului cu privire la solicitarea statică a batiului preselor mecanice de tip deschis.

Cercetările au fost efectuate atît pe batiul în mărime naturală al preselor PELI-630 kN, cît și pe batiul model al acestora și al preselor PAI-630 kN. Tensiunile din cele mai solicitate secțiuni ale batiului, calculate cu relațiile cunoscute din literatura de specialitate [4], [5], sînt comparate cu cele determinate prin metode experimentale, în vederea stabilirii unor date comparative necesare în calcule și proiectare.

Forma și principalele dimensiuni ale batiurilor studiate în prezenta lucrare sînt prezentate în figura 1, a, b. Sub acțiunea forței F, aplicată static în axa cinematică a batiului, în secțiunea AB apar tensiuni de tracțiune și încovoiere. Calculul acestora, conform lucrărilor [1] [5], se face cu relațiile :

$$\sigma_A = F_N\left(\frac{1}{A} + \frac{a' + y_G}{W_A}\right), \qquad (1)$$

$$\sigma_B = F_N\left(\frac{1}{A} - \frac{a' + y_G}{W_B}\right),$$

în care :

F_N este forța maximă a presei (forța nominală) ;
A — aria secțiunii AB ;
a' — distanța de la suportul forței pînă la peretele din față al batiului ;
y_G — distanța de la peretele din față al batiului pînă la centrul de greutate al secțiunii ;
W_A, W_B — module de rezistență.

Tensiunile astfel calculate, pentru cele două batiuri studiate, sînt prezentate în tabelul 1.

Pentru cercetările experimentale, pe batiul în mărime naturală, s-a utilizat metoda tensometriei electrice rezistive, iar pentru cercetările pe modele s-a folosit metoda fotoelastometriei. În acest mod s-au obținut și date utile pentru compararea tensiunilor ce apar în urma trecerii de la încercările pe batiul real la cele de pe modelul plan.

În prima etapă au fost efectuate cercetări pe modele plane. Acestea au furnizat o primă informație, de mare importanță, în ceea ce

Tensiunile statice determinate prin calcul cu relațiile (1) și (2) *Tabelul 1*

Presa	y_G [cm]	Momentul încovoietor [daN/cm]	Modulul de rezistență [cm³]		Tensiuni în fibrele extreme daN/cm²	
			W_A	W_B	σ_A	σ_B
PELI 630	49,75	$31{,}34 \cdot 10^5$	19 714	12 711	207,70	198,80
PAI 630	52,20	$32{,}90 \cdot 10^5$	16 450	11 230	264,00	232,00

privește distribuția tensiunilor în diversele zone ale batiului și au dat posibilitatea determinării valorilor tensiunilor în diferitele puncte ale acestuia. Cercetările au fost efectuate pe cîte 5 subvariante ale celor două variante (fig. 1) ale batiurilor studiate. Subvariantele diferă între ele prin mărimea razei R de legătură a peretelui din față cu partea superioară a batiului (fig. 2, a, b).

constanta „tensiune etalon σ_0[6]", determinată experimental, de autor [7], la încovoiere pură, a fost $\sigma_0 = 18{,}4$ daN/cm^2.

Modelele, executate la scara 1 : 20, au fost bine examinate, la începutul cercetărilor, pentru a nu avea tensiuni inițiale.

Forța F_m, aplicată modelelor cu ajutorul unui dispozitiv schematizat în figura 3, a fost de 36 daN pentru batiul presei PELI 630 și

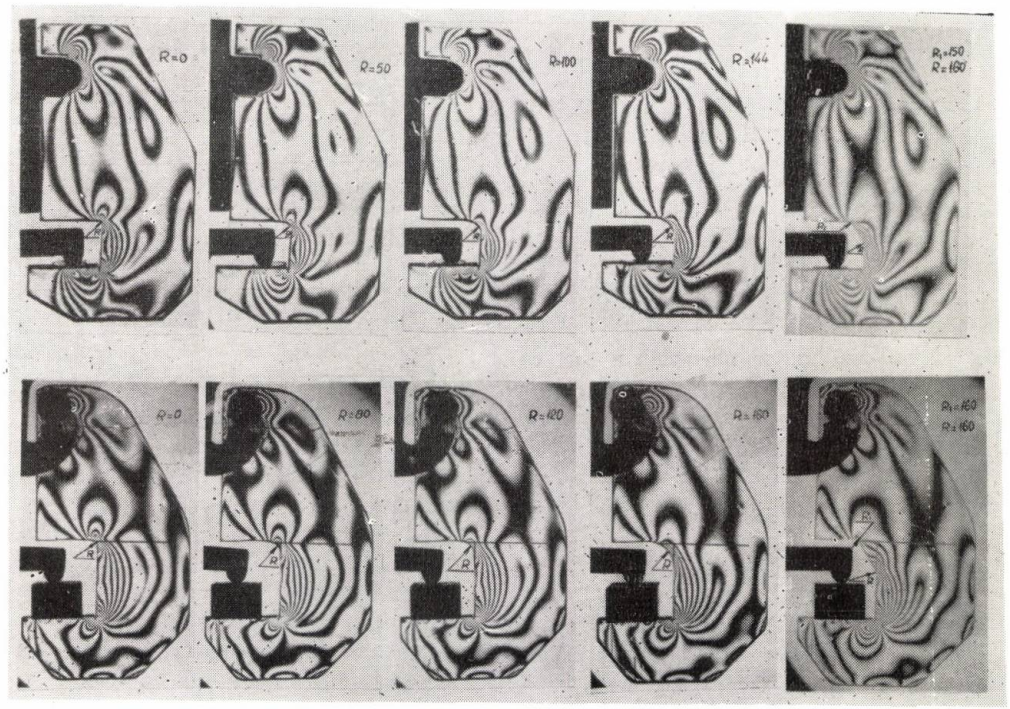


Fig. 2 a ; b Linii izocromatice obținute pe cele două variante de batiuri : subvariantele preselor PELI (2, a) și PAI (2, b)).

Pentru confecționarea modelelor s-au folosit plăci de araldit cu grosimea de 6 mm. Constanta fotoelastică a araldității folosit, de 40 daN pentru cel al presei PAI 630. Li-

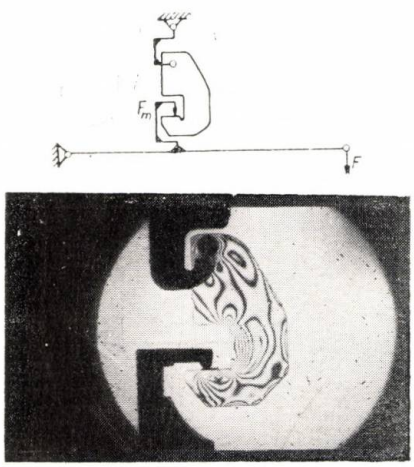


Fig. 3 Modelul unui batiu solicitat în cîmpul de lumină polarizată al aparatului MEOPTA.

niile izocromatice pe modelele plane au fost obținute în cîmpul de lumină polarizată al unui aparat MEOPTA. Numărul, densitatea și orientarea liniilor izocromatice, în diferite zone ale batiului, pentru fiecare dintre subvariantele celor două modele de batiuri, rezultă din figura 2, a, b.

Au fost determinate numai tensiunile pe conturul batiului considerîndu-se că cele ce apar între fibrele marginale se încadrează, valoric, în limitele celor din fibrele extreme. Determinarea tensiunilor transpuse la batiul real s-a făcut ținînd seama că ecuațiile de echilibru — pentru starea plană de tensiune — sînt independente de constantele elastice E, G și μ ale materialelor [6]. În aceste condiții, similitudinea stării de tensiune a batiului model, executat din araldit, este independentă de raportul constantelor modelului și batiului real executat din fontă.

La transpunerea rezultatelor de la model la batiul real s-a utilizat relația :

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_m} = \frac{\lambda_l \lambda_G}{\lambda_F}, \qquad (3)$$

în care :

σ_r — sînt tensiunile din batiul real ;

σ_m — tensiunile din batiul model ;

λ_l — scara lungimilor ;

λ_G — scara grosimilor ;

λ_F — scara forțelor.

Conform egalității (3) pentru determinarea tensiunilor de pe conturul batiului au rezultat următoarele relații de calcul :

$\sigma_r = 1{,}40\ \sigma_m$ — pentru partea din față a batiului preselor PELI ;

$\sigma_r = 1{,}72\ \sigma_m$ — pentru partea din spate a batiului preselor PELI și pentru partea din față a batiului preselor PAI ;

$\sigma_r = 2{,}62\ \sigma_m$ — pentru partea din spate a batiului preselor PAI.

Valorile tensiunilor astfel determinate în diferite puncte, transpuse pentru conturul batiului în mărime naturală, sînt înscrise pe

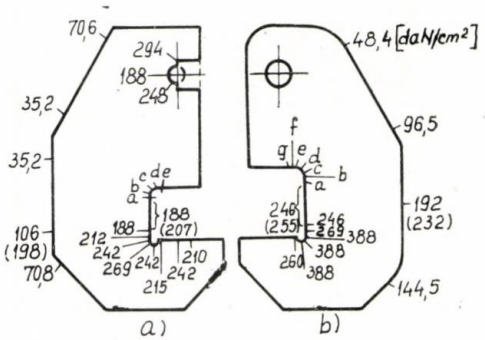


Fig. 4 Tensiunile statice, pe conturul batiului, determinate prin metoda fotoelastometriei.

epura acestuia (fig. 4). Tensiunile din punctele a ... g din zonele de legătură dintre pe-

Valorile tensiunilor în punctele a ... g, figura 4, determinate prin fotoelastometrie, în batiul presei PELI

Tabelul 2

Raza de racordare R[mm]	σ [daN/cm²] Batiul presei PELI				
	a	b	c	d	e
∞	101	188	215	108	80,5
7,2	161	188	188	108	80,5
5,0	188	188	108	134	80,5
2,5	188	215	215	134	80,5
0,0	215	215	242	161	108

retele din față al batiului și partea superioară a acestuia, în cazul celor 10 subvariante, sînt indicate în tabelele 2 și 3.

Determinarea experimentală a tensiunilor prin metoda tensometriei electrice rezistive (TER) *) s-a făcut numai pentru batiul presei PELI—630. Instalația utilizată pentru determi-

Valorile tensiunilor cu punctele a ... g, figura 4, determinate prin fotoelastometrie în batiul presei PAI

Tabelul 3

Raza de racordare R[mm]	σ [daN/cm²] Batiul presei PAI						
	a	b	c		e	f	g
∞	212	283	247	212	176	142	107
8,5	212	247	283	247	212	176	107
6,0	212	247	283	319	283	247	212
4,0	247	283	242	353	283	212	176
0,0	247	283	253	388	283	176	142

nări este prezentată în figura 5. Dispozitivul hidraulic **1,** acționat manual prin maneta **2,** solicită batiul prin pistonul **3.** Forța de la dispozitivul hidraulic de încărcare este transmisă batiului prin masa de lucru a presei pe de o parte și prin herbec-bielă-arbore — pe de altă parte. Viteza de creștere a forței de încărcare F a batiului, în timpul efectuării cercetărilor experimentale, a fost astfel aleasă încît nu s-au depășit 10 daN/cm²/S [8], încadrîndu-se astfel în limitele impuse de condițiile solicitării statice. Cei 50 de traductori **4,** de tip EMG—2859/TH—1, cu baza de

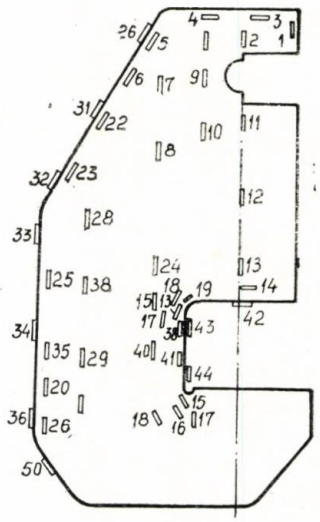
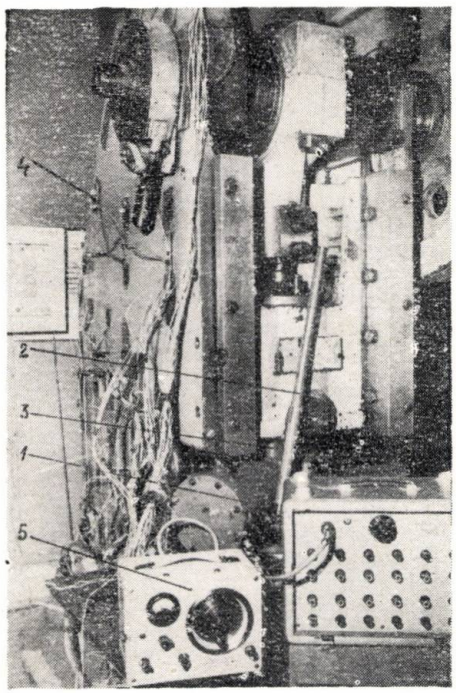


Fig. 5, a ; b Instalația experimentală pentru solicitarea batiului și măsurarea tensiunilor, (5, a) și locurile în care au fost fixați traductorii, (5, b).

*) În continuare pentru tensometrie electrică rezistivă se va folosi notația TER.

20 mm, au fost plasați și orientați pe peretele batiului și pe conturul acestuia pe baza informațiilor obținute din studiul efectuat prin metoda fotoelasticimetriei. Densitatea și orientarea liniilor izocromatice (fig. 2 a, b) indică zonele cele mai solicitate. Cu ajutorul punții **5,** au fost înregistrate deformațiile în cele 50 de puncte alese pentru măsurări.

Pentru măsurarea deformațiilor s-a utilizat metoda punții echilibrate. La pregătirea și executarea măsurărilor au fost strict res-



5 *b*

pectate condițiile prevăzute în lucrarea [9].

Deformațiile ce au rezultat în cazul solicitării statice a batiului cu forțe avînd valori egale cu forța nominală F_N a presei și tensiunile determinate în baza acestor deformații, în cazul modulului de elasticitate $E_{\text{fontă}} = 1{,}32 \cdot 10^6$ daN/cm² sînt indicate în tabelul 4.

Deoarece măsurările prin metoda TER asigură o bună precizie a determinării tensiunilor [8], rezultatele astfel obținute sînt luate, în continuare, ca bază pentru comparare cu tensiunile calculate (tabelul 1) și cu cele determinate prin metoda fotoelastometrică.

Din compararea tensiunilor calculate cu cele determinate experimental, în cazul batiului preselor PELI, rezultă că metoda fotoelastometrică a condus la valori mai mari cu 20% față de metoda TER. În cazul batiului preselor PAI tensiunile determinate prin fotoelastometrie sînt cu 3...12% mai mici decît cele calculate.

Abaterile în ambele sensuri se datorează faptului că batiul real are multe variații ale

Tabelul 4

Punctele / —	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
ε	—	—	—	—	+	—	+	+	+	+	+	+	+	—	+	+	+	+	+	—	—	—	—	+	—
	19,3	48,6	88,7		30,9	85,7	42,6	9,13	9,2	35,1	63,8	40,0	10,7		81,0	46,0	82,0	147,0	149,2	111,3	75,0	72,0	59,8	50,0	66,8
[daN/cm²]	—	—	—		+	—	+	+	+	+	+	+	+	—	+	+	+	+	+	—	—	—	—	—	+	—
	25,3	64,2	117,1		40,7	113,4	56,4	12,3	122,0	46,3	92,0	52,7	14,0		107,0	60,3	108,3	194,5	197,2	147,0	99,8	95,0	79,3	66,0	88,1

Punctele / —	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
ε	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+	—	+	+	+	+	+	+	+	—	+	+	—	—
	40,6	142,5	50,0	65,0	24,8	61,6	52,3	55,2	127,3	119,8	33,1	21,1	39,3	152,0	158,4	183,0	15,0	187,2	179,5	159	38,1	79,5	50,3	45,5	20,3
[daN/cm²]	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+	—	+	+	+	+	+	+	—	—	+	+	—	—
	53,6	188,5	66,0	86,0	33,0	81,4	69,0	73,3	168,0	158,0	43,6	27,8	51,8	214,0	77,0	242,0	19,8	247,6	237,2	210	50,2	105,6	66,5	60,0	26,8

secțiunii în timp ce modelul este plan. Abaterile de la valorile reale vor fi minime, iar metoda fotoelastometriei asigură rezultate suficient de exacte atunci cînd batiul are pereții plani cum este cazul construcțiilor sudate. Metoda rămîne însă utilă și pentru construcțiile turnate, recomandîndu-se ca primă etapă a cercetărilor experimentale. Ea dă informații extrem de prețioase în ceea ce privește distribuția tensiunilor în diferitele zone ale batiului. Din figurile 2, a, b și din tabelele 3 și 4 rezultă creșterea mare a tensiunilor în cazul razelor mici de racordare. Înlocuirea razelor mici, cu o porțiune rectilinie, în zona de trecere de la peretele din față la partea superioară — în cazul preselor PELI — a dus la micșorarea tensiunilor cu 40%, [7].

Tensiunile determinate prin metoda TER sînt mai mari cu 15...20% decît cele calculate cu relațiile (1) și (2). Aceste diferențe se datorează variațiilor secțiunilor pereților batiului și prezenței unor concentratori de tensiuni. Ținînd seama de rezultatele obținute prin metoda TER — urmează ca tensiunile din secțiunile pereților batiului, în cazul solicitării statice, să se calculeze cu relația :

$$\sigma = \alpha_K \sigma_s, \qquad (4)$$

unde :

σ_s — sînt tensiunile calculate cu relațiile (1) și (2);

α_K — coeficient a cărui valoare este de 1,15...1,20, prin care se ține seama de variația secțiunilor de prezența concentratorilor de tensiuni.

Concluzii

1. Studiul stării de tensiune, pe modele plane, prin metoda fotoelastometrică permite obținerea unor prime informații calitative și cantitative cu privire la distribuția tensiunilor în batiul preselor mecanice de tip deschis.

2. Determinarea tensiunilor prin metoda TER a scos în evidență mari variații ale gradului de solicitare a diverselor secțiuni ale batiului (tabelul 4), permițînd adoptarea unei bune orientări cu privire la distribuția de material în batiul turnat al preselor de tip deschis.

3. Relațiile (1) și (2) pentru calculul tensiunilor trebuie corectate prin coeficientul α_k ce ține seama de variația secțiunilor și de concentratorii de tensiuni.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rovinski, G. N.:* Listoștampovocinîe mehaniceskie pressî. Izd. Mașinostroenie, Moscova, 1968.

[2] *Moldovan, V.:* Utilajul secțiilor de forjă. Editura Tehnică, București, 1965.

[3] *Moldovan, V.:* Studiul pe model al rigidității preselor cu un montant. In: „Construcția de mașini", 1971, Nr. 3, p. 170—174.

[4] *Deutsch, I.:* Rezistența materialelor, vol. II, Litografia Universității din Brașov, 1970.

[5] *Makelt, H.:* Die mechanischen Pressen. Karl Hanser Verlag, München, 1961.

[6] *Iosipescu, N.:* Introducere în fotoelasticitate. Editura Tehnică, București, 1960.

[7] *Tureac, I.:* Contribuții teoretice și experimentale la studiul stărilor de tensiuni-statică și dinamică — ale batiului preselor mecanice de tip deschis. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1974.

[8] *Rusu, O., ș.a.:* Probleme moderne ale rezistenței materialelor. Editura Tehnică, București, 1970.

[9] *Buzdugan, Gh.:* Tensometria electrică rezistivă. Editura Tehnică, București, 1966.

CZ : 621.974

Verificarea caracteristicilor tehnice principale ale ciocanelor de matrițare

Fiz. E. **GUGUI**, ing. I. **IONESCU** — ICSITPSC — București

Crescînd producția de piese obținute prin deformare plastică, a crescut implicit și dotarea secțiilor de forjă din țara noastră, utilarea a impus dezvoltarea și diversificarea parcului de utilaje și producției proprii. În acest scop, în ultimul deceniu, cu precădere în ultimul cincinal, construcția de utilaje de forjă a crescut foarte mult, ridicînd probleme noi și complexe pentru rezolvarea cărora a trebuit cunoscută foarte bine funcționarea acestora, urmărirea în timpul exploatării precum și testarea lor atît la livrare, cît și după efectuarea unor reparații sau remedieri. Testarea utilajelor este necesară, în primul caz, pentru a constata dacă mașina executată asigură caracteristicile tehnice prevăzute. Verificările se referă la un complex de caracteristici tehnice funcționale, energetice și constructive și se fac, în general, numai prototipului sau unicatului, dacă este cazul. Pentru exemplarele de serie zero și, atunci cînd este cazul, pentru fabricația de serie se controlează numai unele dintre caracteristicile tehnice ale mașinii, fie energetice, fie funcționale.

În cazul reparării sau modernizării utilajului, scopul verificărilor este de a evidenția modificările aduse caracteristicilor tehnice, în urma operațiilor efectuate. Amploarea controlului ce se efectuează depinde de felul reparației.

Controlul mașinilor de forjat se execută, în principal, prin măsurări, fie direct pe mașină, fie pe modelul acesteia. Unele din măsurări vizează o singură caracteristică, altele vizează mai multe. Măsurarea simultană a mai multor caracteristici tehnice ale mașinii apare mai rațională.

ICSITPSC București a definitivat o metodologie de recepție pentru ciocane de matrițare, pe care a aplicat-o la controlul de recepție-omologare-fabricație a ciocanelor de matrițare cu dublu efect executate de I.U.G. „Progresul" Brăila și la controlul de testare-recepție a unor ciocane de matrițare cu contralovitură livrate de alte firme. Această metodologie de control se poate extinde și la alte tipuri de ciocane, cum ar fi ciocanele de forjare liberă.

În funcție de particularitățile utilajului, lanțul de control se adaptează pentru a putea caracteriza cît mai bine comportarea acestuia.

Ciocanele de matrițare, gama 630—6300 kg, proiectate de ICSITPSC București și executate de I.U.G. „Progresul" Brăila, sînt cu dublă acționare, avînd distribuția cu sertăraș cilindric cu mișcare de translație. Energia de lovire a acestor ciocane se realizează pe seama masei părților căzătoare, M, accelerate în mișcare pe verticală în jos. Ridicarea berbecului este asigurată de presiunea agen-

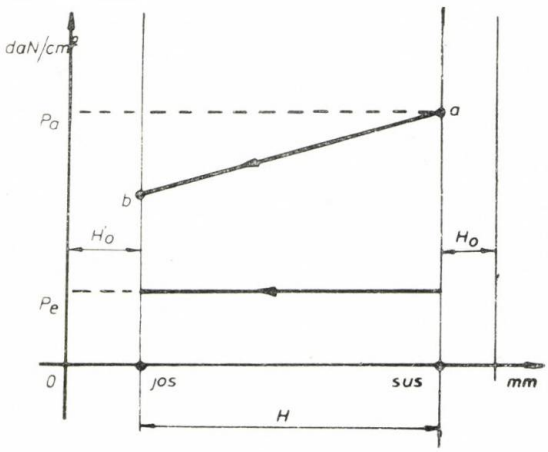


Fig. 1

tului de lucru (aer rece). Ciocanele de acest tip lucrează cu lovituri izolate, cu admisie continuă pe toată cursa. Se observă acest lucru în diagrama teoretică din figura 1, trasată pentru cursa de coborîre a berbecului. Forța de lovire a berbecului este:

$$F = f + M \cdot g$$

unde:

- $f = \bar{p}_s \cdot S - \bar{p}_i \cdot S$;
- $\bar{p}_s$ — presiunea medie în partea superioară a cilindrului;
- $\bar{p}_i$ — presiunea medie în partea inferioară a cilindrului;
- S — aria secțiunii transversale a cilindrului;
- a — accelerația berbecului.

rezultă:

$$a = \frac{F}{M}; \quad v = \sqrt{2 \cdot a \cdot H}$$

și energia de lovire: $W = \frac{M \cdot v^2}{2}$.

Ținînd cont și de randamentul η al ciocanului, energia efectivă va fi $W_e = \eta \cdot W$. La calcularea randamentului se ține cont atît de pierderile termice cît și de frecările mecanice.

Metodologia de control a fost completată pentru a putea fi folosită la orice tip de ciocan de matrițare (cu șabotă fixă, cu șabotă mobilă, etc.), urmărind în același timp asigurarea unui cadru real măsurărilor.

Se măsoară următorii parametri funcționali:

- viteza maximă de lovire a berbecului;
- forța de impact;
- cursa de deformare;
- cursa maximă capabilă a berbecului;
- presiunea agentului de lucru;
- presiunea de alimentare;
- deformațiile specifice ale batiului;
- oscilațiile părților constructive;
- nivelul de zgomot;
- forța la manetă;
- conformanța geometrică.

Pe baza valorilor obținute se determină următoarele caracteristici tehnice:

- energia de lovire (lucrul mecanic de deformare);
- randamentul industrial al ciocanului;
- rigiditatea statică a utilajului;
- regimul ergometric al funcționării.

Cadrul măsurărilor se stabilește în funcție de caracteristicile tehnice cerute de caietul de sarcini. Nerealizarea cantitativă a cadrului încercărilor introduce un coeficient de corecție a valorilor măsurate. Pentru un ciocan de matrițare zonele de măsurare se delimitează în funcție de scopul urmărit, iar punctele de poziționare a traductorelor se stabilesc pentru a asigura o interpretare statistică cît mai fidelă cazului real.

În figura 2 se pot observa punctele de măsurare pentru un ciocan de matrițare cu dublu efect din gama 630 kg — 6300 kg.

Determinarea *energiei* de lovire se face prin trei tehnici :

d_0 — diametrul inițial al epruvetei, [cm] ;
h_0 — înălțimea inițială a epruvetei, [cm] ;
h_1 — înălțimea epruvetei după deformare, [cm] ;
V — volumul epruvetei, [m^3] ;
$\alpha = \frac{h_0 - h_1}{h_0}$, coeficientul de deformare ;

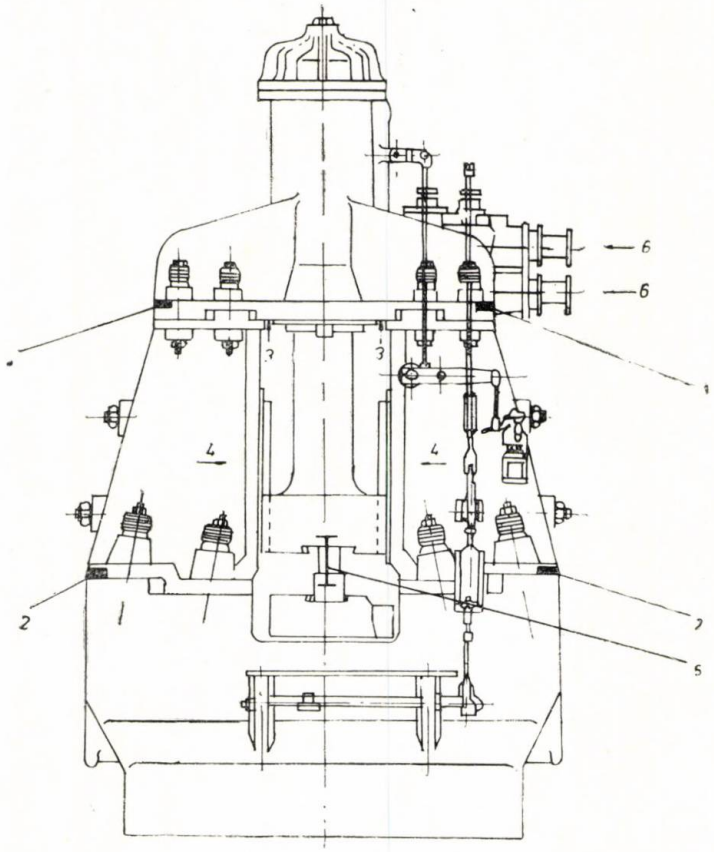


Fig. 2

1. prin deformarea plastică a unor cilindrii de plumb (crushers) ;

2. prin măsurarea tensometrică a forței de lovire ;

3. prin determinarea tensometrică a vitezei de impact și a mesei efective.

1. Se aleg dimensiunile epruvetelor conform nomogramei din figura 3, iar multiplul numărului lor se stabilește în funcție de energia proiectată. Epruvetele se deformează simultan și se fac mai multe măsurări pentru a asigura statistica măsurărilor. Energia rezultată prin deformarea cilindrilor din plumb se calculează cu formula lui Heim :

$$A = n \cdot d_0^3 \cdot [2{,}7 \cdot \alpha + 4(\alpha^2 + \alpha^4)],$$

unde :

A — lucrul mecanic de deformare [daN·m] ;
n — numărul de epruvete ;

$\sigma_d = 3$ daN/mm^2, rezistența la deformare a plumbului.

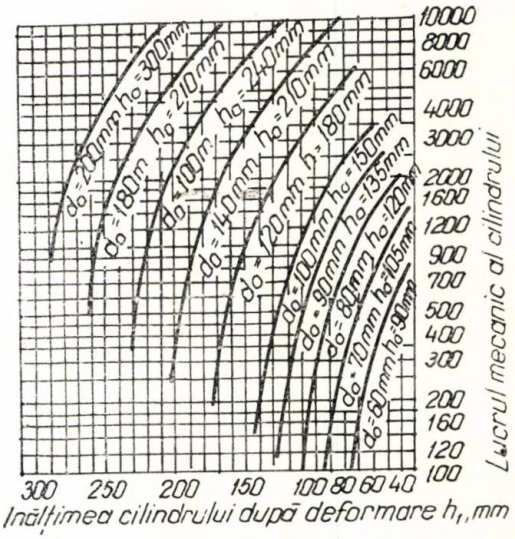


Fig. 3

cît și cu relația de calcul exactă 1

$$A = n \cdot \sigma_d \cdot V \cdot \ln \frac{h_0}{h_1}$$

2. Se folosește o doză tensometrică (ICSITPSC a realizat o doză dinamic-statică, de 250.000 daN, de tip membrană elastică cu reglaj în trepte 0—100, 100—150, 150—200 x x 103 echipată cu traductori electrorezistivi) într-un montaj punte cu frecvență purtătoare (5 kHz) pentru a asigura o clasă de precizie de 0,2 și $A = F_i \cdot d$, unde, F_i — forța de impact, [daN] și d — cursa de deformare, [m]. Doza a fost fixată cu suprafața de reazem pe matrița inferioară, iar pe butuc au fost așezate epruvetele de plumb. Loviturile se dau centric pentru diferite trepte de presiune.

În figura 4 este prezentată poziționarea dozei pe utilaj, iar în figura 5 este figurată diagrama înregistrării.

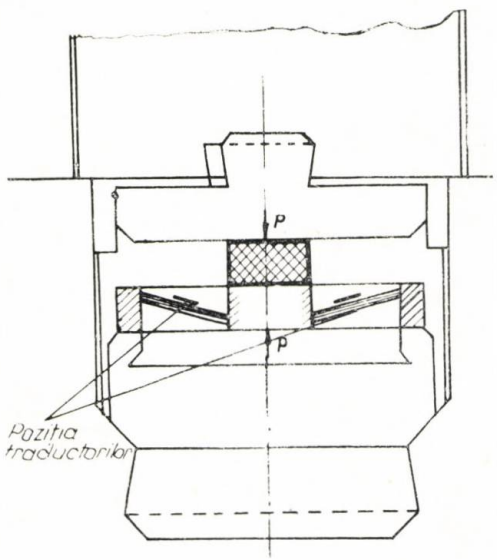


Fig. 4

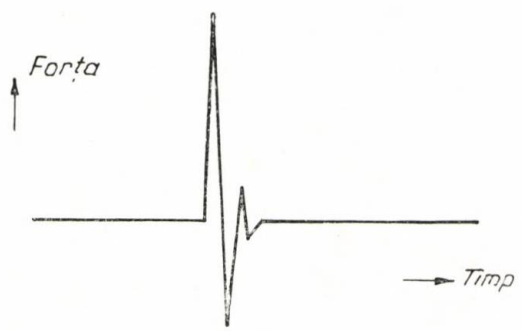


Fig. 5

3. Măsurarea vitezei s-a făcut cu ajutorul unui traductor de cursă inductiv de tip IRNE. Acesta se fixează pe matrița inferioară, iar pe matrița superioară se fixează o placă rectificată, prin care se limitează cursa palpatorului la valoarea aleasă. Pentru a proteja traductorul de șocurile produse la impactul berbecului se recomandă a se folosi un traductor cu cursă de ±50 mm. Folosind un palpator cu frecare mutuală se elimină influența oscilațiilor utilajului în timpul acționării. S-a obținut :

$$v = \frac{y_{abs}}{t}, \quad \text{unde } t = x \cdot \frac{t_b}{l} \quad \text{și } y_{abs} = C \cdot y$$

t_b — baza de timp ;
l — baza de lungime ;
y — cursa preluată pentru determinarea vitezei berbecului înaintea loviturii ;
y_{abs} — cursa absolută :
x — timpul deformării ;
C — constanta de etalonare.

În figura 6 este prezentată diagrama înregistrării vitezei de impact. Avantajul utili-

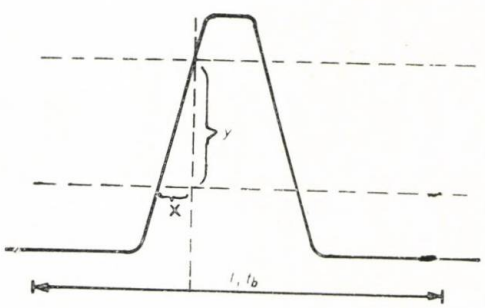


Fig. 6

zării acestui sistem pentru determinarea vitezei de impact constă în inerția foarte mică a sistemului de înregistrare.

Determinarea randamentului utilajului s-a făcut prin determinarea lucrului mecanic consumat și a energiei maxime de lovire. Lucrul mecanic consumat s-a calculat prin integrarea suprafeței ciclului de funcționare a agentului de lucru se ridică prin măsurarea variației de presiune în cele două spații ale cilindrului, după relația :

$p = A \cdot C$, [daN/cm^2], unde :

A — valoarea numerică, [mm hîrtie] ;
C — constanta de etalonare, [daN/cm^3].

Pentru măsurarea *presiunilor* s-au folosit traductoare de tip HBM P2/20 cu elasticitate $< 0{,}5$. În figura 7 sînt prezentate diagramele $p = f(V)$ obținute pentru ciocanul de 1250 kg.

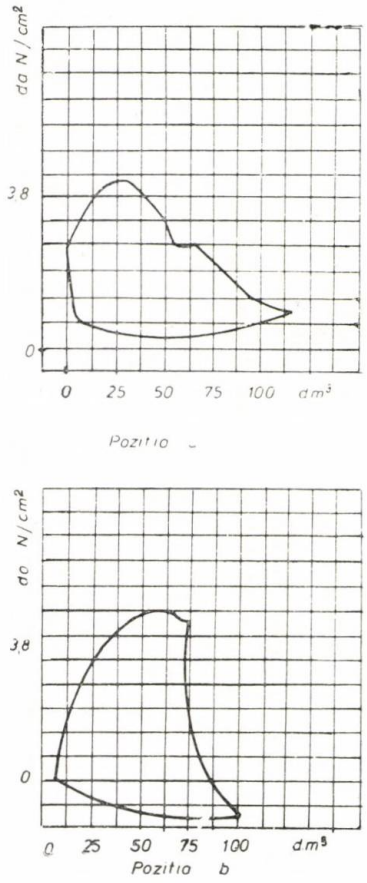
Randamentul se calculează cu formula

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

unde :

η_1 — randament termic ;
η_2 — randamentul indicat ;
η_3 — randamentul mecanic.

Pentru stabilirea *rigidității* utilajului s-au măsurat deformațiile specifice (eforturi unitare) ale batiului, oscilațiile traversei și ale șabotei și jocurile mecanice.



7

Măsurarea *deformațiilor specifice* s-a făcut cu traductori electrorezistivi de tip HBM. Aceștia se montează în poziții simetrice, atît pe traversă cît și pe montanți, pentru a elimina influența neplaneității punctelor de sprijin și a temperaturii asupra semnalului. Deformația specifică măsurată este $\varepsilon = C \cdot l$

unde ;

C — constanta de etalonare, [mm^{-1}] ;
l — valoarea semnalului obținut, [mm].

În figura 8 este redată schema de măsurare a deformațiilor specifice pentru ciocanele de matrițare cu dublu efect.

Măsurarea oscilațiilor se face cu accelerometre inductive fixate rigid pe traversă și pe șabotă. ICSITPSC folosește accelerometre de tip HBM B12/1000. Se montează în 4 poziții pe ambele componente constructive și se fixează reperul de zero pentru toate cele 8 traductoare. Viteza de înregistrare se re-

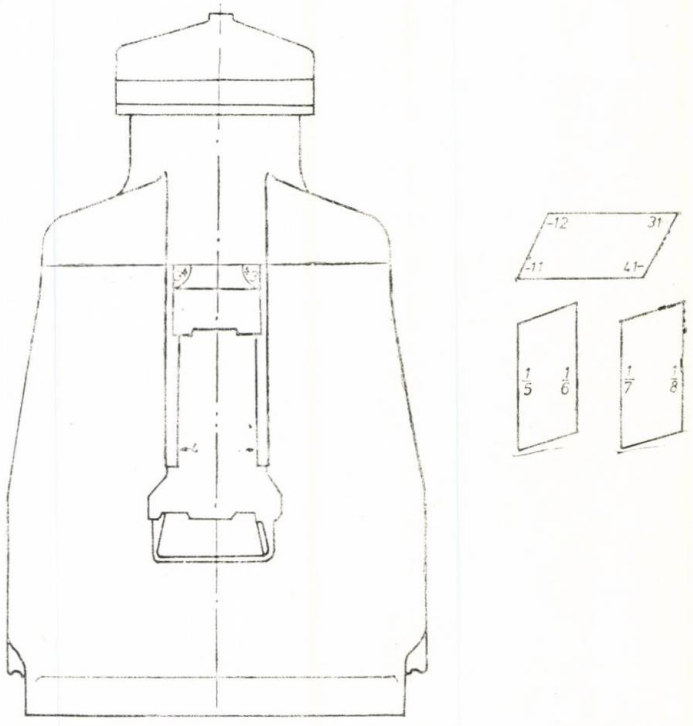


Fig. 8

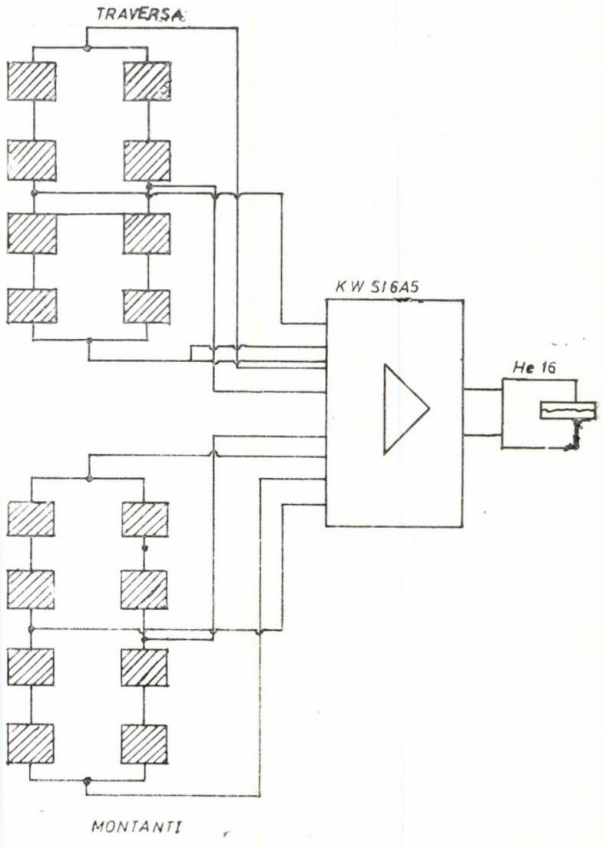


Fig. 9

glează în funcție de amortizarea oscilațiilor. În figura 10 este prezentată diagrama înregistrării :

$$\nu = \frac{1}{T}, \quad \text{unde, } T = x \cdot \frac{t_b}{1}$$

t_b — baza de timp ;
l — baza de lungime ;
x — lungimea de undă a oscilației ;
T — perioada oscilației ;
ν — frecvența oscilației.

— așezarea traversei pe montanți și a montanților pe șabotă ;
— jocurile dintre flancurile glisierei și flancurile berbecului ;
— paralelismul fețelor orizontale ale locașului de la berbec și ale fetei de așezare a matriței suport ;
— paralelismul fetei berbecului și ale matriței suport ;
— verificarea axei ghidajului matriței din berbec și din matrița suport ;
— distanța dintre glisiere ;
— cursa maximă a berbecului ;
— dimensiunile de gabarit.

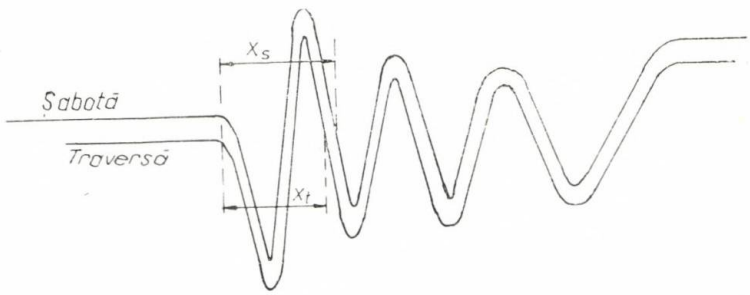


Fig. 10

Se urmărește prezența tuturor oscilațiilor înregistrate pentru a depista eventualele fenomene de rezonanță sau șocuri induse de elementele elastice.

Conformanța geometrică se compară cu valorile indicate de caietul de sarcini al produsului :

Aparatura folosită trebuie să asigure o precizie de 0,1—0,2, o liniaritate $< 5\%$ și o inerție de răspuns de minimum 0,001 s. În figura 11 este prezentată schema-bloc de montare a traductoarelor folosite de ICSITPSC pentru ciocanele de matrițare cu dublu efect

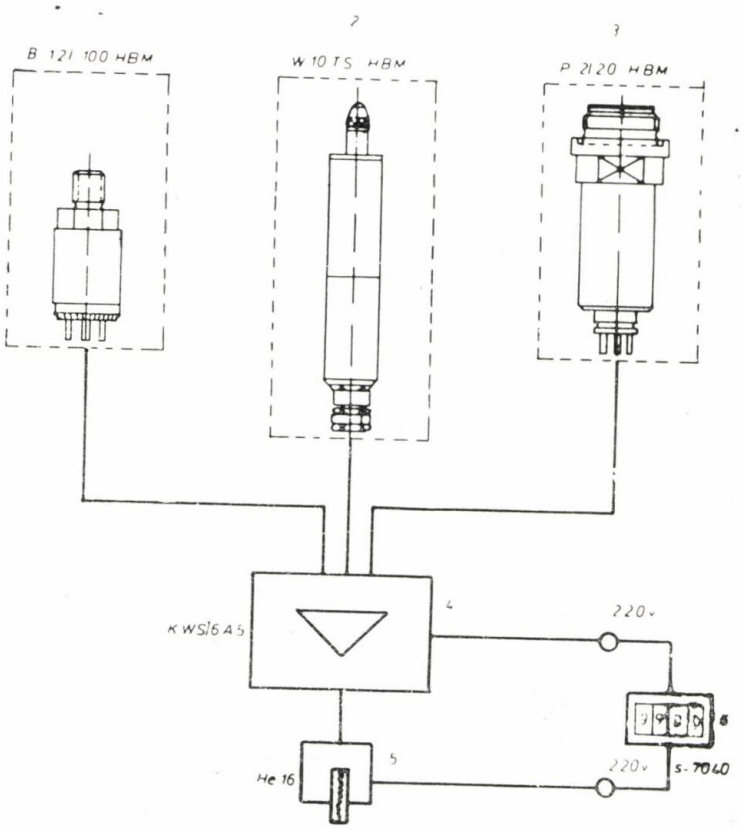


Fig. 11

din gama 630 kg — 6300 kg, iar în figura 12 este prezentată oscilograma unei înregistrări.

Eficiența unei astfel de metodologii de control este următoarea :

— determinarea energiei maxime de lovire dă posibilitatea determinării reale a tehnologiei, ceea ce implică o economie de material ;

— ridicarea ciclului de funcționare a agentului de lucru și regimului de presiune se materializează prin alegerea etanșeității adecvate, ceea ce duce la creșterea duratei de utilizare și la micșorarea numărului remedierilor ;

— determinarea regimului de oscilații și a deformațiilor specifice în batiul utilajului permite, optimizarea acestuia prin dimensionarea exactă a subansamblelor și realizarea unui design adecvat, realizîndu-se astfel o economie de material ;

— metodologia prezentată poate fi folosită și la expertizarea și recepționarea unor utilaje de fabricație străină.

Folosind o metodologie de control cu o astfel de structură se obțin informații complete asupra posibilităților utilajelor, ceea ce duce la o exploatare rațională a acestora, reducînd cît mai mult posibil timpii de staționare datorați remedierilor defectelor accidentale și mărind implicit fiabilitatea utilajului.

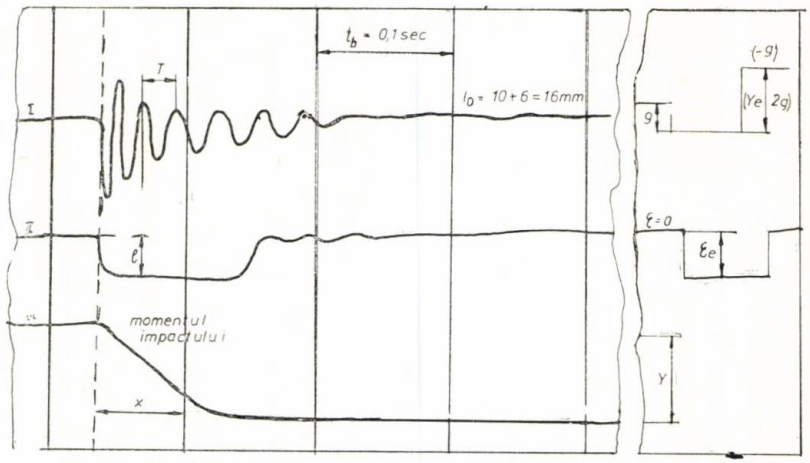


Fig. 12

RECENZII

CHIRIȚĂ, V., DRĂGAN, I., MANIU, AL. și VASILIU, A. — Matrițarea la cald a metalelor și aliajelor, Ed. Tehnică București 1979, 560 pag., 388 fig., 61 tab., 124 ref. bibl., 23 lei.

Într-o ediție revizuită și adăugită, lucrarea reprezintă o sinteză a datelor și cunoștințelor acumulate în țară și peste hotare în domeniul matrițării la cald. În primele două capitole se analizează semifabricatele folosite la matrițare (laminate, forjate, turnate și sinterizate), respectiv tehnologiile și utilajele de încălzire în vederea încălzirii.

Proiectarea desenului de piesă matrițată, a canalului de bavură și calculul forței și lucrului mecanic necesare matrițării fac obiectul următoarelor capitole, cu exemple numeroase și detalii utile proiectanților și tehnologilor.

În capitole separate se tratează matrițarea pe ciocane, matrițarea pe prese (mecanice și hidraulice) și matrițarea pe mașini de forjat orizontale. În fiecare din aceste capitole se dau metodele specifice de calcul pentru piesa matrițată cu toate elementele ei, matrița corespunzătoare și utilajul aferent.

Capitolul 9 se referă la prematrițarea și matrițarea prin laminare periodică longitudinală, cu elementele de calcul ale calibrelor, forța de laminare și calculul calibrării profilelor periodice. Următorul capitol prezintă matrițarea în matrițe închise, de precizie, prin extrudare, și matrițarea metalului lichid.

Procedeele neconvenționale cum sînt matrițarea prin rotație, cu viteze și energii mari, prin electrorefulare, orbitală, laminarea transversală și rularea la cald a roților dințate sînt grupate într-un capitol aparte analizînd, pentru fiecare procedeu, piesele caracteristice, metodele, avantajele, precizia și eficiența economică.

Operațiile ulterioare matrițării ca debavurarea, curățirea, decaparea, tratamentele termice, calibrarea controlul și remedierea defectelor pieselor matrițate fac obiectul capitolului 12 care prin numeroase exemple furnizează informații utile tehnologiilor secțiilor de forjă.

Capitolele 13 și 14 analizează execuția matrițelor, oțelurilor din care sînt confecționate acestea, metodele de prelucrare, defectele și remedierea lor, exploatarea, depozitarea și recondiționarea matrițelor, cu ajutorul unor metode statistice de apreciere a durabilității funcție de parametrii complecși de influență a durabilității lor.

Ultimul capitol redă principiile organizării economice a producției de piese matrițate pentru alegerea variantei tehnologice, criteriile de proiectare a unei

secții, pentru amplasarea utilajelor, mărirea productivității, reducerea consumurilor și a costurilor de fabricație.

Lucrarea — cea mai completă în literatura română de specialitate — constituie un aport valoros în instruirea cadrelor de specialitate în vederea valorificării superioare a metalelor și aliajelor și reprezintă un manual de bază atît în ajutorul studenților din facultățile cu specific de deformare plastică, cît și cel al proiectanților, cercetătorilor și tehnologilor din domeniul matrițării la cald.

MOLDOVAN VIRGIL și CHIRIȚĂ VASILE, Exploatarea rațională a mașinilor de forjat, Ed. Tehnică București 1979, 217 pag., 141 fig., 46 tab., 92 ref., bibl., tiraj 3350 + 60, lei 10,50.

Lucrarea prezintă în primul capitol indicatorii sintetici de apreciere ai progresului tehnic în domeniul deformării plastice și direcțiile de dezvoltare ale secțiilor de forjă. Se analizează, într-un mod original, structura parcului de utilaje de forjă, consumul de metal și pierderile de metal în procesul de deformare plastică la cald, tehnologiile convenționale și perspectivele acestora, indicînd — prin analogie cu situația din țările cu industrie dezvoltată — direcțiile principale de dezvoltare tehnologică și de dotare a secțiilor de forjă din țara noastră.

În capitolul următor se face o clasificare a mașinilor de forjat din punct de vedere energetic prezentînd, pentru fiecare grupă de utilaje, metoda de determinare a randamentului și valorile specifice ale acestuia.

Capitolul 3 prezintă majoritatea utilajelor noi de forjat ca tip, mod de funcționare și domeniu de utilizare. Prezentarea aceasta vine să umple un gol resimțit de mai multă vreme în literatura de specialitate în limba română.

Un domeniu important, cum este rigiditatea statică și dinamică a mașinilor de forjat, face obiectul unui capitol separat, în care se dau — pe tipuri de mașini — formulele de calcul ale rigidității și influența ei asupra preciziei piesei forjate.

Capitolul 5 tratează mecanizarea și automatizarea în secțiile de forjă enumerînd tipurile de manipulatoare cu caracteristicile lor tehnice, relația presă-manipulator, stadiul atins pe plan mondial în privința automatizării matrițării și forjării libere, tipurile de roboți industriali folosiți în forjă, automate și linii de matrițare, etc.

Un capitol deosebit de valoros al lucrării este cel care tratează criteriile de alegere ale mașinilor de forjat pentru forjare liberă și matrițare. Numeroasele exemple concrete constituie un îndreptar prețios pentru o analiză critică a tehnologiei și pentru o utilizare rațională a mașinilor de forjat.

Capitolul 7 tratează metodele pentru controlul caracteristicilor tehnice mai importante ale mașinilor de forjat cum ar fi energia de lovire, randamentul sau rigiditatea statică.

În vederea unei planificări corecte și cît mai eficiente a ciclurilor de funcționare și a reparațiilor, se dau — în capitolul 8 — noțiuni de fiabilitate ale mașinilor de forjat și modul de calcul al fiabilității, disponibilității, mediei timpilor de reparații sau a timpilor de funcționare, cu exemple de calcul.

Lucrarea se încheie cu o anexă în care se redau, concentrat, exemple de organizare tehnologică în secțiile de forjă cu componența și tipul de utilaje atît pentru deformare (utilaje de bază) cît și utilajele auxiliare și instalațiile de încălzire care intră în compunerea grupurilor tehnologice de forjare și matrițare.

Lucrarea poate fi deosebit de utilă inginerilor și tehnicienilor din secțiile de forjă, tehnologilor, cadrelor didactice și studenților, proiectanților de secții și utilaje de forjă.

ENACHE, ST., PRIDVORNIC, M. și DRAGU, D. — Proiectarea formei în construcția de mașini, Ed. Tehnică București 1979, 382 pag., 621 fig., 47 tab., 115 ref. bibl., 35 lei.

Într-un domeniu atît de complex cum este cel al proiectării produselor, autorii aduc o contribuție originală privind proiectarea și execuția judicioasă a produselor, reducerea consumurilor și implicit a costurilor de fabricație, mărind totodată nivelul calitativ a pieselor.

În prima parte a lucrării se prezintă bazele proiectării formei pieselor analizînd elementele de bază în domeniile proiectării și tehnologiei și interdependenței între ele. Capitolul 1 analizează problemele proiectării formei la mașină sau utilaj, subansamblu și reper, utilizarea normalizării și a standardizării și tendințele în domeniul proiectării formei.

În capitolul următor se stabilesc relațiile corespunzătoare între forma piesei și procedeul de fabricație și anume :

— stabilirea formei piesei realizabile prin turnare (forme de grinzi, cadre, plăci, cu pereți subțiri, etc.) ;

— stabilirea formei piesei realizabile prin forjare, matrițare, extruziune, ambutisare, stanțare, fasonare sau îndoire ;

— stabilidrea formei piesei realizabile prin sudare și lipire ;

— condițiile tehnice cerute de fiecare procedeu în parte, limitele și avantajele specifice.

Un capitol separat este consacrat formei geometrice, formei funcționale și formei constructive a produselor.

Partea a doua a lucrării se ocupă de proiectarea formei constructiv-tehnologice și de montaj, forma privind protecția și siguranța în exploatare și aspectul estetic al produselor.

Se face o trecere în revistă a detaliilor de cotare și stabilire a toleranțelor, a preciziei dimensionale, rugozității și a condițiilor de montare și exploatare. Exemplele numeroase în aproape toate domeniile de obținere a formei (turnare, deformare plastică, prelucrări mecanice, sinterizare din pulberi, presare și injecție mase plastice, sudare și lipire) redau o serie de principii, norme și reguli de proiectare a formei pentru eliminarea greșelilor de proiectare care duc la dificultăți de fabricație și montaj, imposibilități de execuție sau soluții constructive netehnologice.

Capitolul privind forma constructivă privită din punct de vedere estetic aduce în discuție eficiența economică a formei estetice, proporția formei și o serie de recomandări utile cu exemple practice numeroase.

Ultimul capitol analizează eficiența economică a formei și procesului tehnologic proiectat luînd în considerare :

— costul de fabricație și strucura lui ;

— analiza comparativă a variantelor tehnologice;

— metodele de micșorare a costurilor, consumurilor, mărirea productivității, organizarea rațională a operațiilor, îmbunătățirea indicilor de folosire a utilajelor și micșorarea numărului de rebuturi.

Lucrarea pune la dispoziție metode de proiectare a pieselor și produselor ținînd cont de condițiile funcționale, materialul ales, volumul producției, condițiile de montaj și exploatare, siguranța în funcționare, dar și de aspectele estetice și economice.

Deși autorii nu o menționează, lucrarea se constituie ca un veritabil manual de analiză a valorii în domeniul construcției de mașini și se adresează tuturor inginerilor, proiectanților și tehnologilor din construcția de mașini precum și studenților din facultățile de profil.

Ing. GEORGESCU-COCOȘ STELIAN

TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII

LOCOMOTIVA DE MINĂ ELECTRICĂ CU TROLEU TIP LMT—14

Recent asimilată în fabricația de serie la întreprinderea UNIO din Satu Mare, locomotiva de mină electrică cu troleu LMT 14 servește la tracțiunea și manevrarea vagonetelor în mediul subteran negrizutos, în tunele și, de asemenea, la suprafață. De o robustețe deosebită, această locomotivă de cale ferată îngustă are o cabină centrală cu două locuri (mecanic și însoțitor). Trenurile de roți sînt acționate cu ajutorul a două motoare electrice montate direct pe acestea. Instalația electrică cuprinde două circuite: circuitul de forță de 550 V.c.c. și circuitul de comandă și iluminat de 12 V.c.c. Comanda locomotivei, care poate avea ecartament de 630 mm, 700 mm, 750 mm și 760 mm, se face cu ajutorul unui panou cu contactoare electromagnetice avînd posibilitatea suflajului magnetic al arcului electric. Reglarea vitezei și a frînării se obține electric reostatic. Locomotiva LMT-14 este dotată cu o instalație pneumatică care deservește frîna de serviciu și nisipare.

Suspensia este realizată cu arcuri de cauciuc armat.

Culegerea curentului se face cu troleu cu patine sau cu liră, aceasta în funcție de înălțimea firului de contact față de coroana șinei.

Construcția acestui modern tip de locomotivă este în așa fel realizată încît oferă posibilitatea cuplării — in tandem — a două locomotive, comanda lor făcîndu-se de către un singur mecanic.

Caracteristici tehnice principale: forța de tracțiune uniorară — la coeficientul de aderență de 0,25—18,5 kN; forța maximă de tracțiune — la coeficientul de aderență de 0,25—35,0 KN; puterea uniorară instalată 2 x 41 kW = 82 kW; viteza uniorară 4,22 m/sec; numărul treptelor de viteze 9 + 6 în ambele sensuri; tensiunea de alimentare 550 V curent continuu; tensiunea instalației de comandă și iluminat 12 V curent continuu; frîna pneumatică, electrică — reostatică și manuală; treptele de frînare electrică — reostatică sînt în număr de 11; aparatura de bord constă dintr-un vitezometru, două manometre, un voltmetru și trei ampermetre; ecartamentele 630 mm, 700 mm, 750 mm și 760 mm; ampatamentul 2000 mm; raza de înscriere în curbă 15 000 mm, gabaritul locomotivei 6000 x 1200 x 1650 mm; lungimea a două locomotive cuplate în tandem 12 600 mm; greutatea de serviciu 15 tone.

MAȘINI DE FILAT ÎN USCAT

Familia mașinilor de filat in după procedeul uscat — din care fac parte și mașinile tip FIS 120 — este destinată filării de fire din cîlți de in pieptănați sau de cîlți de in pieptănați în amestec cu poliester 67/33; 50/50 și 33/67.

Aceste două tipuri de mașini fabricate de întreprinderea „Unirea" din Cluj-Napoca sînt construite pe baze moderne la nivelul celor mai bune utilaje construite de firme consacrate. Astfel aceste mașini FIS-100 și FIS-120 — răspund celor mai înalte cerințe prin productivitate înaltă calitate superioară a firelor, ungerea inelelor se face automat, automatizarea sfîrșitului de levată, densitatea mare de fuse pe unitatea de suprafață, construcție suplă și aspect plăcut.

În cazul acestor mașini toate elementele de comandă și de antrenare ale organelor sînt centralizate în capul de antrenare. Amplasarea motorului pneumofil într-o cutie împreună cu motorul principal de activare a mașinii un aspect plăcut. Schimbarea turației fuselor se face în trepte cu ajutorul unor șaibe de schimb. Întreținerea acestor mașini este simplă și ușoară datorită accesibilității tuturor elementelor mașinii. Mașinile FIS-100 și FIS-120 posedă o fiabilitate mărită datorită utilizării de oțeluri aliate de rezistență ridicată la roți dințate și alte piese de uzură.

Instalația electrică a mașinilor permite controlul timpului de pornire și de oprire pentru a reduce la minimum numărul de fire rupte.

Mecanismul de comandă a înfășurării în capul de antrenare este dispus simplu și accesibil. Ciclul complet al levatei este programat de un dispozitiv. Un servomotor, care comandă ridicarea și coborîrea băncii în poziție de începere a filării, pornește automat. Printr-o mișcare independentă și diferențială a băncii cu inele și a inelelor separatoare de balon se obține o geometrie de filare optimă. Echilibrarea băncii cu inele și a inelelor antibalon se face printr-un arc. Alte caracteristici: grad înalt de automatizare cu posibilitatea unui control programat; dispozitiv simplu pentru reglarea diametrului capului în funcție de diametrul inelului.

Mașinile FIS-100 și FIS-120 sînt echipate cu fuse de mare turație; ele sînt antrenate cîte două, așa încît oprirea unui fus nu influențează pe celălalt. Printr-o simplă manetă sensul de rotație a fuselor este modificat.

Trenul de laminaj al acestor mașini este compus din doi cilindrii principali, între care se realizează laminaje: cilindrul canelat alimentator cu diametrul de 40 mm și cilindru canelat debitor cu diametrul de 50 mm. În zona de laminaj controlul benzii de in este realizat de un grup de cilindrii flotori și benzi de transport din cauciuc, antrenate de un cilindru striat.

Banca de inele este formată din suporți individual, inele cilindrice de tip Hz, dozatoare și instalație de ungere automată cu timp reglabil între două ungeri. Prin aceasta s-a creat posibilitatea filării cu viteze superioare a cursorului.

În cazul în care firele se rup ele sînt absorbite prin tuburi individuale care sînt racordate la conducta principală de aspirație a instalației pneumofil.

Caracteristici tehnice	FIS 100	FIS 120
	stînga sau dreapta	stînga sau dreapta
Pasul, mm	100	120
Inelul cilindric, tip	HZ — BS	HZ — BS
Diametrul inelului, mm	75	90
Finețea firului, Nm	16 — 25	5 — 14
Înălțimea fusului, mm	360	400
Torsiunea, tors/m	190 — 550	190 — 550
Numărul fuselor	152 — 180	132 — 160
Turația fuselor, rot/min	5000 — 8500	4500 — 8000
Puterea instalată, kW	25	25

COMBINA C—14

Profilată pe fabricarea de mașini-agricole de performanță destinate recoltării culturilor de păioase și plante furajere, întreprinderea „Semănătoarea" manifestă o preocupare cotidiană pentru diversificarea și îmbogățirea programului său de fabricație cu mașini moderne, de mare performanță tehnică și economică.

Un exemplu în acest sens îl constituie combina C-14 care derivă din binecunoscuta combină de șes „Gloria" C-12, păstrîndu-i toate caracteristicile de productivitate înaltă, robustețe și siguranță în exploatare. Comparativ cu combina „Gloria" C-12 noul produs al întreprinderii „Semănătoarea" are o masă de tăiere de mare randament și regularitate care asigură o tăiere în orice condiții de recoltare, cu lățimea de tăiere de 4800 mm (opțional lățimea poate fi și de 4200 mm) cu suspensie pneumatică asigurată prin două butelii de azot. Postul de conducere oferă un confort maxim prin scaunul super-confortabil cu suspensia reglabilă, reglabil vertical și orizontal, cu volan cu înclinație reglabilă, funcțional prin poziția centrală a postului de conducere, vizibilitate perfectă la masa de tăiere la buncăr și în spate, tablou de bord complet, comenzi în poziție facilă și accesibile, scară rabatabilă de acces în cabină.

Buncărul acestei cabine se evidențiază prin marea sa capacitate (3500 litri) cu supraînălțare (la comandă capacitatea poate fi sporită la 4000 litri), ceea ce-i permite o autonomie mare de lucru. Tubul de descărcare, orientabil prin intermediul unui cilindru hidraulic cu dublu efect, este comandat de la postul de conducere. Înălțimea gurii tubului de descărcare (3,5 m) permite descărcarea boabelor în remorci de mare gabarit. În vederea repartizării în bune condițiuni a boabelor în buncăr fără a fi deteriorate un transportor ridică boabele de jos, de la curățirea a doua, pentru a le deversa central în buncăr spre a se obține astfel umpleri omogene.

Bătătorul este de mari proporții, avînd o lățime de 1350 mm. Variatorul foarte robust, de tipul cu coloane, permite o variație importantă și continuă a regimului de batere.

Contrabătătorul, riguros indeformabil, asigură înfășurarea completă a bătătorului și o bună separație. Dispunerea și forma organelor de batere permite o batere de înaltă eficacitate cu o putere sporită de separare fără spargeri de boabe și tocare a paielor.

Scuturarea, cu recuperare totală, se realizează cu cinci scuturători cu extensie, suficient de lungi ca să asigure o importantă suprafață de separare (5100 mm^2).

Curățirea — cu două curățiri succesive — se realizează cu o mare capacitate de absorbție. Suprafața de curățire este sporită la 5150 mm^2 și asigură un randament important și o mare puritate.

Motorul cu randament ridicat are șase cilindri și o putere de 130 CP. El este dotat cu sită rotativă la radiator pentru a se asigura astfel o protecție eficientă împotriva plevei și a resturilor vegetale, cu filtru de aer de tip uscat, ușor de întreținut. Rezervorul de combustibil are capacitatea de 250 litri asigurîndu-se combinei în acest fel o autonomie mare în funcționare.

Transmisia combinei C-14 este deosebit de robustă și optimizează randamentul. Ambreiajul este monodisc, uscat, cutia de viteze și reductoarele dovedind cu o capacitate sporită la efort.

Combina C-12 este complet carosată, cu o linie elegantă, toate organele în mișcare fiind protejate. Comparativ cu combina „Gloria" C-12 această mașină are o productivitate cu aproximativ 25% mai mare.

VAGON PLATFORMĂ PE 10 OSII

Unitate de primă mărime a industriei noastre constructoare de material rulant, cu o veche tradiție în construcția de vagoane, întreprinderea de vagoane din Arad pune la dispoziția căilor noastre ferate o multitudine de tipuri de vagoane, începînd cu cele de călători și restaurant și încheind cu vagoanele destinate transporturilor de piese agabaritice și de foarte mare greutate, mergînd pînă la 300 tone.

Un exemplu de vagon de construcție specială, realizat de curînd, îl constituie vagonul platformă pe zece osii destinat transportării pieselor grele și foarte grele. Aceste piese pot fi introduse între lonjeronii laterali amovibili și sprijinite fie pe bordurile superioare netede ale lonjeronilor, fie sprijinite pe cele opt traverse inferioare amovibile. Datorită acestor particularități sarcina poate fi încărcată în vagoane în două moduri:

— cu sprijinirea sarcinii pe cele opt traverse amovibile, sau

— cu sprijinirea sarcinii pe partea superioară a lonjeronilor laterali, caz în care cele opt traverse amovibile aflate în partea inferioară a lonjeronilor sînt demontate, iar cu ajutorul mecanismului de lărgire lonjeronul poate fi adus într-una din poziţiile apropiate de lăţimea sarcinii (2300 mm, 2500 mm, 2700 mm şi 2900 mm).

Mecanismul de lărgire a suprafeţei de încărcare permite distanţarea între lonjeroni de la cota nominală exterioară de 2800 mm la 3400 mm, respectiv cota interioară de la 2300 mm la 2900 mm. Mecanismul mai serveşte şi la aducerea lonjeronilor în poziţia exactă de montare.

Vagonul este prevăzut cu două boghiuri a cinci osii fiecare executate în construcţie sudată. Echipamentul de frînă, de tip „Knoor", cu aer comprimat, triplă valvă KE 1 C, are cîte doi cilindri de 12" pe fiecare boghiu şi schimbător de regim „gol-încărcat".

Acest vagon platformă poate circula pe toate liniile europene membre ale UIC cu posibilitatea de a fi transpus şi pe osii speciale cu ecartamentul de 1524 mm.

Caracteristici tehnice principale: tara vagonului traversele amovibile montate 70,8 tone; lungimea peste tampoane 27,7; înălţimea la partea superioară a lonjeronului 2,2 m; înălţimea vagonului gol la partea inferioară cu traversa amovibilă 0,4 m; viteza maximă în stare neîncărcată de 80 km/oră; viteza maximă în stare încărcată 40 km/oră; raza minimă de înscriere în curbă 100 m.

AUTOBASCULANTA DE 100 TONE

Pentru marile şantiere din ţară — cum sînt cele de genul Canalului Dunăre — Marea Neagră —, pentru exploatările miniere de suprafaţă, industria noastră de autovehicule fabrică, în prezent, alături de autobasculanta de 50 tone şi autobasculante cu sarcina utilă de 100 tone. Cu acest vehicul — executat de Intreprinderea Mecanică Mîrşa — pot fi transportate minereuri, pămînt, roci (argilă, şisturi, calcare etc.) pe şantiere, în cariere şi mine de suprafaţă unde sînt drumuri cu acoperire tare special amenajate (de preferinţă betoane).

Pentru a face faţă tuturor solicitărilor basculanta DAC 180—100 este echipată cu un motor diesel MB 820 Bb, în 4 timpi, cu 12 cilindri dispuşi în V care dezvoltă o putere de 735 kW (1000 CP) la 1500 rot/min. Acest motor care are alezajul x cursa 175 x 205 este răcit cu ajutorul a două radiatoare, ventilatorul fiind antrenat hidrostatic cu termoreglare. Autobasculanta este prevăzută şi cu o instalaţie de preîncălzire a motorului utilizată atunci cînd staţionările motorului pe timp rece sînt mai îndelungate.

Instalaţia hidrostatică a acestei autobasculante DAC 180—100 este compusă din patru şi anume: pentru servo-direcţie, pentru basculare, pentru comanda distribuitorului de direcţie şi pentru antrenarea ventilatorului radiatoarelor.

Circuitul pentru bascularea benei include două distribuitoare DN 32, o supapă pentru menţinerea benei ridicată în orice poziţie şi o supapă de descărcare la unghiul de basculare maxim al benei. Pentru bascularea benei sînt prevăzuţi doi cilindri telescopici cu dublu efect montaţi în paralel. Bena este o construcţie de tip cuvă, cu fundul executat din tablă de oţel de 18 mm şi cu pereţii laterali din tablă de 10 mm. Scheletul este realizat din profile îndoite din tablă de oţel de 8 mm şi 10 mm. Volumul ras al benei este de 48 m^3, iar încărcat 1 : 2 este de 60 m^3. Pentru protejarea cabinei bena este prevăzută cu un cozoroc. Cabina are un singur loc şi este amplasată în partea stîngă a şasiului în poziţie avansată. Executată şi ea din tablă de oţel de 2 mm cabina este prevăzută cu instalaţie de încălzire şi ventilaţie. Aparatura de bord este aşezată ergonomic facilitînd conducătorului auto toate manevrele.

Frîna de parcare, montată pe arborele de ieşire al transmisiei hidrodinamice, este de tipul cu tambur şi saboţi interiori şi se comandă din cabină. Frîna este prevăzută cu un dispozitiv cu arc care blochează atunci cînd nu există presiune suficientă în instalaţia de frînare.

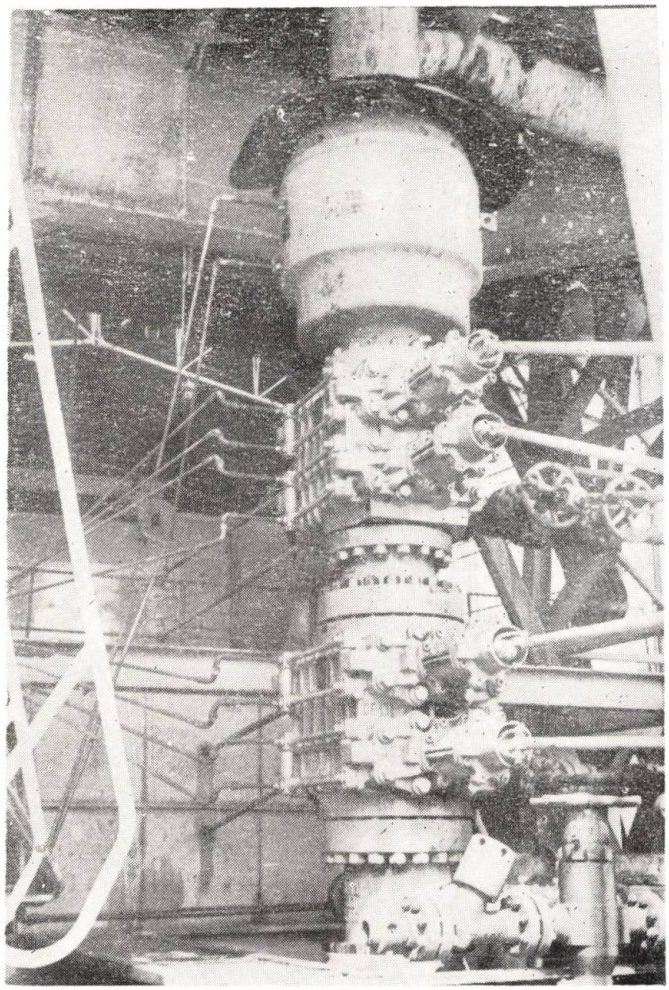
Caracteristici tehnice: sarcina utilă 100 000 kg; greutatea proprie 80 000 kg; repartiţia faţă/spate 53 000/27 000 kg; greutatea totală maximă 180 000 kg; repartiţia faţă/spate 90 000/90 000 kg; lungimea totală 10 800 mm; lăţimea totală 5 160 mm; înălţimea totală 4 810 mm; înălţimea maximă basculat 10 700 mm; înălţimea de încărcare lateral 4 680; înălţimea de încărcare spate 10 700 mm; ampatamentul 4 800 mm; ecartamentul 3 400 mm; garda maximă la sol 650 mm; consola faţă 3 800; unghiul de trecere faţă 24°; unghiul de basculare 50°; numărul treptelor de viteze în teren ca şi pe şosea înainte/înapoi 2/2; formula roţilor 4 x 4; pneuri 24—49 x; panta maximă 20%; viteza maximă cinematică 25 km/oră; de mers pe şosea (f — 0,02) 24,7 km/oră; viteza în panta de 9% în teren 5,2 km/oră, iar pe şosea 8,8 km/oră timpul minim de basculare 21 secunde.

PREVENITOARE DE ERUPŢIE ORIZONTALE

Executate de întreprinderea „1 Mai" din Ploieşti, echipamentele de prevenire a erupţiilor marca I UPETROM satisfac toate exigenţele impuse de tehnologia modernă a forajului şi a exploatării sondelor petroliere. Un exemplu în acest sens îl constituie instalaţiile tip HDU cu prevenitoare duble-orizontale tip DF şi cele tip HTU cu prevenitoare triple-orizontale tip TF.

În scopul satisfacerii celor mai exigente cerinţe impuse de noile tehnologii, întreprinderea „1 Mai" execută atît pentru intern cît şi pentru export peste 20 tipodimensiuni de prevenitoare duble tip DF şi triple TF cu diametrul secţiunii de trecere variind între 7 1/16" şi 20 3/4" şi pentru presiuni mergînd de la 2 000 PSI şi pînă la 15 000 PSI. Aceste prevenitoare, apreciate şi peste hotare unde au obţinut diplome şi

medalii de aur, prezintă o multitudine de caracteristici de vîrf, caracteristici care înseamnă tot atîtea avantaje în exploatare: acționare hidraulică care permite



închiderea și deschiderea rapidă a bacurilor în 3—8 minute; donă (tipul DF) sau trei (tipul TF) dispozitive de închidere într-un corp comun; construcție nervurată din oțel aliat, tratat termic, asigurînd o mare capacitate de rezistență, o greutate mică și un gabarit redus; construcția modernă a dispozitivelor de închidere care asigură un efect de autoetanșare, de autoalimentare, precum și o durabilitate și eficacitate mare.

Față de prevenitoarele duble tip DF, prevenitoarele de erupție triple tip TF asigură suplimentar: dublarea închiderii inferioare a bacurilor de prăjini care conduce la obținerea unui coeficient sporit de siguranță; închiderea etanșă a gurii sondei în cazul folosirii unor prăjini de foraj cu diametre diferite (garnituri de foraj telescopice); închiderea etanșă a gurii sondei în situația opririi unui racord special de asamblare a prăjinilor de foraj în dreptul prevenitorului. În afara acestor tipuri de prevenitoare întreprinderea „1 Mai" mai execută prevenitoare de erupție dublu-orizontale marine tip DM special construite pentru operațiunile de foraj off-shore necesare echipării instalațiilor de foraj montate pe platformele de foraj marin; prevenitoare de erupție tip SE cu acționare mecanică și tip SHE cu acționare hidraulică pentru țevile de extracție cu diametrele secțiunii de 7 1/16" și cu presiuni cuprinse între 5 000 PSI și 10 000 PSI, prevenitoare de erupție VH utilizate la închiderea spațiului inelar dintre coloana de burlane pe care este montat prevenitorul și suprafața exterioară de orice formă și dimensiuni a prăjinilor de foraj patrate sau hexagonale, a țevilor de extracție, a mufelor, racordurilor speciale etc. aflate în repaus sau în mișcare, precum și închiderii totale a gurii sondei cînd acestea sînt extrase din puț; prevenitoare de erupție B_1 și B_2 pentru sonde de mică adîncime cu acționare mecanică cu diametrele secțiunii de trecere cuprinse între 7 1/16" și 16" și cu presiuni de lucru de 2 000 PSI și 3 000 PSI.

Caracteristicile tehnice și funcționale de vîrf ale acestor prevenitoare au făcut ca în ultimii ani ele să fie și mai solicitate nu numai la intern dar și peste hotare. O dovadă în acest sens o constituie cele peste 2 000 echipamente livrate la nu mai puțin de 27 de beneficiari tradiționali din întreaga lume.

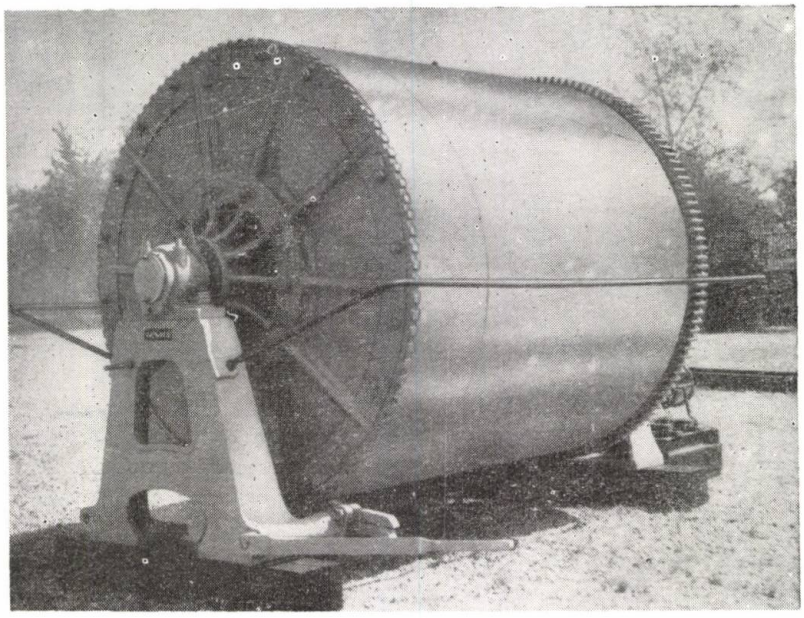
MORI CU BILE PENTRU INDUSTRIILE MINIERĂ, CHIMICĂ ȘI MATERIALELOR DE CONSTRUCȚIE

Destinate industriilor minieră, chimică și materialelor de construcții, morile cu bile sînt executate de întreprinderea UNIO din Satu-Mare într-o mare diversitate de tipodimensiuni. De exemplu, **morile cilindrice cu bile și bare** executate în trei tipodimensiuni (cu ∅ 1800 x 2500 mm, ∅ 2400 x 2500 mm și ∅ 2700 x 3000 mm) care sînt utilizate la măcinarea pe cale umedă a minereurilor sînt utilaje cu sau fără cameră de evacuare, funcționînd în regim continuu, cu alimentare și cu evacuare axială. Alimentatorul acestor mori poate fi de tip combinat — tobă cu lingură de reintroducere a refuzului de la clasor — sau poate avea numai o tobă de alimentare cu minereul adus pe transportor. Antrenarea lor se realizează prin intermediul unui electromotor-reductor-angrenaj final. Interiorul acestor mori este căptușit cu blindaj din oțel turnat austenic manganos. Pentru a vă face cunoscute performanțele acestor utilaje, prezentăm în continuare principalele **caracteristici tehnice** ale morii cu ∅ 2700 x 3000 mm prezentată de constructor, sub formă de machetă, la EREN și TEHNOEXPO '79: turația tamburului 21 rot/min; granulația de alimentare 10—30 mm; granulația la ieșirea din moară 0,3—0,5 mm; debitul maxim 21 tone/oră; greutatea netă 76 000 kg; puterea instalată 315 W; tensiunea de alimentare 380 V/660 V.

Morile cilindrice fac parte și ele din sistema XI de mașini pentru prepararea substanțelor de minereuri utile destinate măcinării pe cale umedă a materialelor ceramice (nisip, argilă, caolină, faianță, dolomită etc.) Ele sînt de tip clasic funcționînd în regim periodic, cu încărcare și descărcare periferică. Antrenarea acestor mori executate în două tipodimensiuni (∅ 1850 x x 2000 mm și ∅ 2500 x 3200 mm se realizează prin intermediul unui electromotor-transmisie prin curele — reductor — angrenaj final. Corpul morii este căptușit cu cărămizi din silex sau porțelan, material din care

se execută și bilele. Morile pot fi echipate cu dispozitive de aducere la fund fix de încărcore și descărcare a barbotinei. Pentru golirea rapidă și completă a morii se utilizează aerul introdus la o presiune de maxim 0,7 daN/cm^2. **Caracteristicile tehnice principale** ale

Morile tubulare cu bile servesc la măcinarea — pe cale uscată sau umedă — a șamotei, bauxitei, dolomitei, magnezitei, feldspatului, nisipului și a vasului stins. De tip clasic, cu flux continuu, cu alimentare și evacuare axială, aceste mori sînt antrenate



morii ∅ 2500 x 3200 mm sînt următoarele: capacitatea utilă 10 000 litri; turația tamburului 16 rot/min; puterea instalată 37 kW; tensiunea de alimentare 380 V; greutatea bilelor maximum 4500—6000 kg; greutatea utilajului (exclusiv bilele și căptușala) 10 000 kg; dimensiunile morii 5550 x 3060 x 3800 mm.

prin intermediul unui electromotor-reductor-angrenaj final. **Principalele caracteristici tehnice** ale morii sînt: tipul morii ∅ 1800 x 8000; turația tamburului 24,4 rot/min; granulația de alimentare 12 mm; granulația la ieșirea din moară 0,05 mm; debitul maxim (măcinare umedă) 12 t/h; puterea electromotorului 250 kW; greutatea netă a morii 52 000 kg.

UNITĂȚI DE POMPARE CU „GEOMETRIA ÎN FAȚĂ"

Cu o experiență de peste opt decenii în construcția unităților de pompare, întreprinderea „Vulcan" din București pune la dispoziția schelelor petroliere, din țară și de peste hotare, utilaje pentru extracția țițeiului caracterizate prin caracteristici tehnice și funcționale de mare performanță. Pe această linie se înscriu și noile unități de pompare cu „geometria în față" asimilate în fabricație cu cîteva luni în urmă. Aceste moderne unități de pompare, executate în concordanță cu standardul API specificația 11 E, se impun față de unitățile cu „geometria în spate" printr-o multitudine de avantaje dintre care enumerăm doar cîteva. Astfel, noile unități de pompare pot atinge adîncimi de pompare mai mari și, respectiv, debite mai mari în medie cu 10%; consumul de energie electrică sau termică este și el diminuat (cu aproximativ 20%—30%) comparativ cu cel necesitat de unitățile convenționale, cu „geometria în spate" executate în conformitate cu aceleași norme API. Această substanțială reducere de consum energetic a fost posibilă prin utilizarea unui reductor mai mic pentru aceleași date de exploatare; momentul la acest reductor este mai redus, caracteristică care-i conferă o anduranță sporită în exploatare; soluțiile tehnico-constructive utilizate de întreprinderea „Vulcan" în execuția acestor noi unități se evidențiază printr-o mai mare siguranță în exploatare; la rîndul lor fundațiile necesitate de unitățile cu „geometria în față" sînt mai mici ca gabarit, ceea ce conduce la economii importante de materiale. În ceea ce privește linia estetică aceasta este mult mai plăcută.

Dacă comparăm noile unități cu cele convenționale se constată că toate avantajele enumerate mai sus, și nu numai acestea, provin din utilizarea unei scheme cinematice noi, moderne, care conservă toate avantajele unităților de pompare convenționale cum ar fi: anduranța mare în exploatare, construcția robustă, reductoarele în două trepte de tip simetric, alegerea numărului curselor duble pe minut în strictă corespondență cu datele sondei etc.

Se poate susține deci că noile tipuri de unități de pompare cu „geometria în față" constituie o remarcabilă reușită a colectivului de constructori de la „Vulcan" și că ele se vor impune asemenea unităților de pompare convenționale apreciate astăzi nu numai în țara noastră dar și peste hotare.

DECKEL

Frezare, alezare, rectificare, gravare, copiere, erodare. Deckel oferă totul dintr-o sigură mînă. In cursuri speciale familializează Deckel deservanţii clienţilor

SOLUŢIONĂRI DE PROBLEME EN BLOC CU UN SINGUR PROGRAM

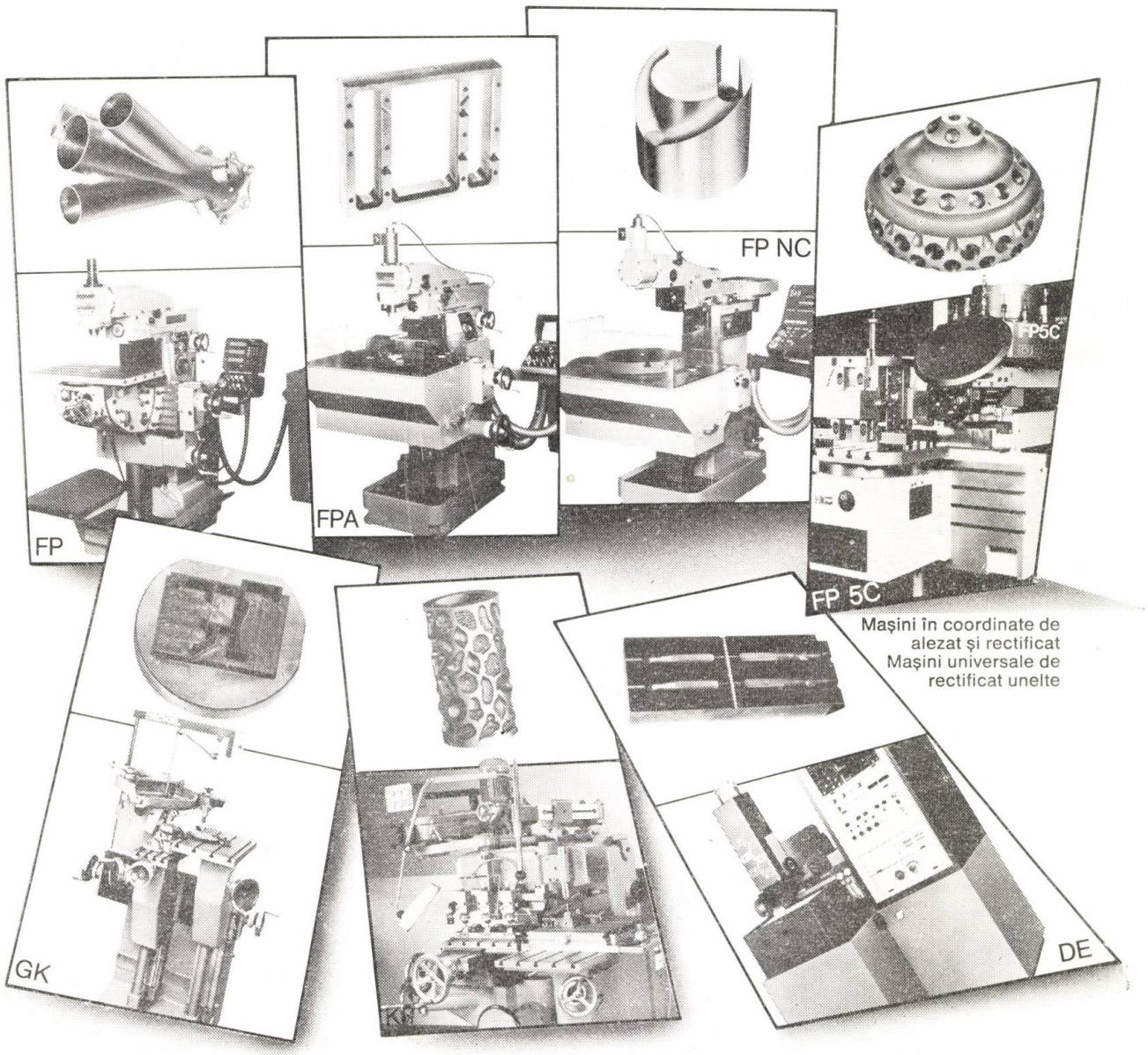
săi cu multiplele aplicaţii ale maşinilor Deckel. Insăşi instruirea în întreţinerea şi ingrijirea maşinilor este program uzual în centrul de instrucţie Deckel.

Maşini universale de frezat şi alezat

Maşini universale de frezat şi alezat cu comandă CNC de segment

Maşini universale de frezat şi alezat cu comandă CNC de traiectorie

Centre NC de prelucrat FP5C, DZ4



Maşini în coordinate de alezat şi rectificat
Maşini universale de rectificat unelte

Maşini universale de gravat şi frezat prin copiere

Maşini universale de frezat prin copiere

Maşini de prelucrat prin electro-eroziune

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft, Plinganserstr. 150, D-8000 München 70, RFG, Tel. (089) 76741, Telex 05-23070

rum

FOREIGN TRADE • PUBLICOM ROMANIA • PUBLICITY AGENCY

BUCHAREST — ROMANIA • 2
Nicolae Bălcescu Blvd. • Tel
phone: 14 75 35 • Telex: CAMRO
11-374 • Cables: PUBLICOM-B
charest

SPECIALIZED EXHIBITIONS IN 1979

INDUSTRIAL USE EQUIPMENT AND MATERIALS

1. *SCULE — SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE* (Tools — diamond tools — abrazives) — 6—9.11.1979
2. *AZBEST — PLUTĂ* (Asbestos — Cork) — 27—30.11.1979

MINES — OIL CHEMISTRY

3. *PESTICIDE* (Pesticides) — 18—21.09.1979
4. *UTILAJE MINIERE — SECURITATEA ÎN SUBTERAN* (Mining equipment — Mining security) — 25—28.09.1979

ELECTRONIC & ELECTRICAL ENGINEERING

5. *APARATURA ŞI MATERIALE ELECTRONICE ŞI ELECTROTEHNICE* (Electronic and electrical engineering equipment) — 13—16.11.1979

TRANSPORTS

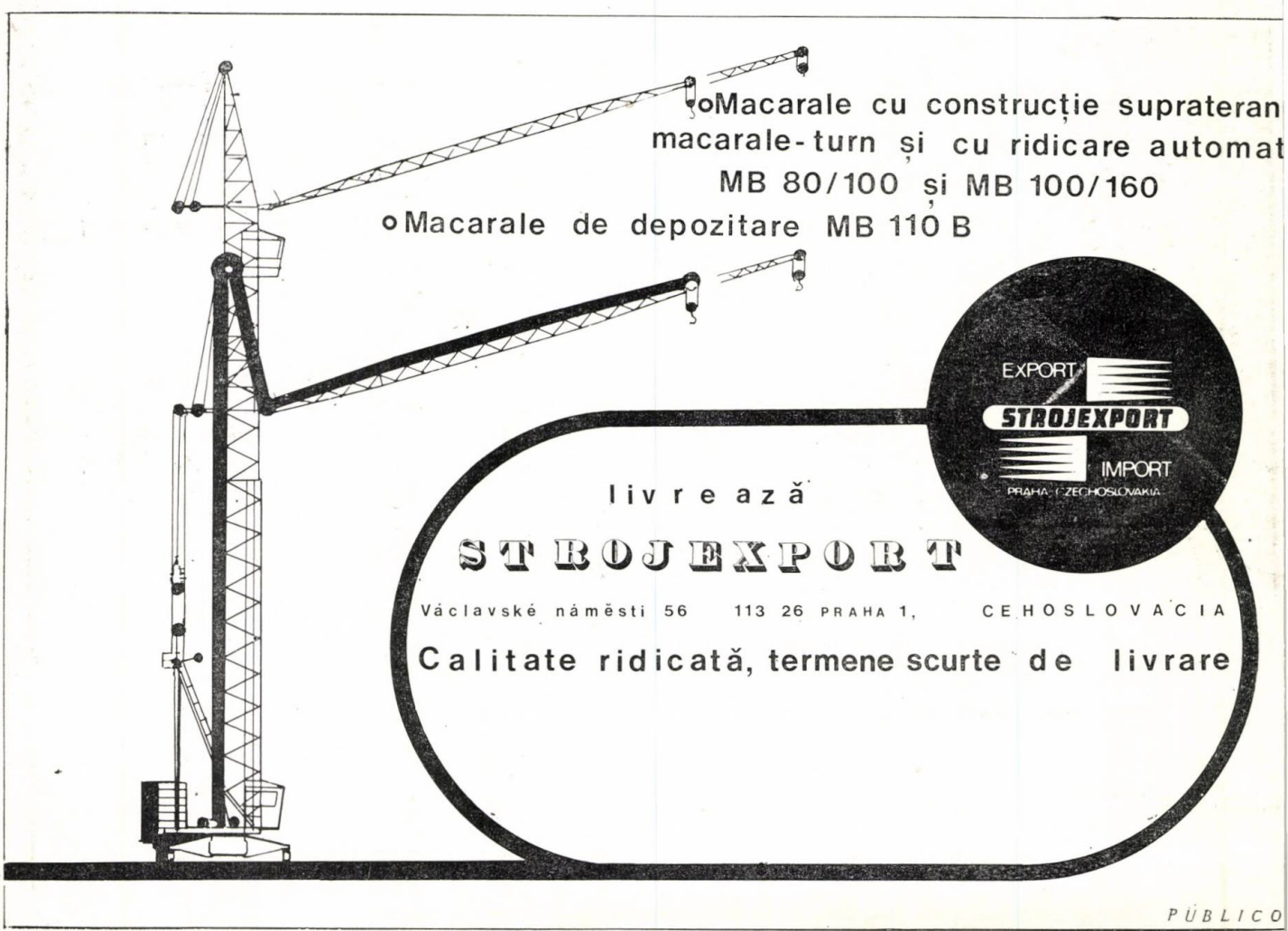
6. *AVIAŢIA* (Aircraft equipment) — 11—13.09.1979

MEASURING AND CONTROL APPARATUS

7. *ÎNCERCĂRI FIZICO-MECANICE ŞI CONTROL NEDISTRUCTIV* (Physico-mechanical tests and nondestructive control) — 30.10—2.11.1979

OTHER EXHIBITIONS

8. *FOTO — KINO — OPTICA — APARATE MUZICALE — SPORT* (Equipment for photo, film, optics, musics, sport) — 20—23.11.1979
9. *MOBEXPO — DECORAŢIUNI INTERIOARE* (Furniture — Decorations) — 20—23.11.1979



CENTRALA DE AER COMPRIMAT 2 JVK 120 S I

DEBITEAZĂ PROMPT AERUL COMPRIMAT

Umplerea rezervorului vertical de aer, în varianta cu o capacitate de 1000 litri, este realizată cu ajutorul unui compresor cu acțiune simplă, care poate fi livrat separat, la cererea clientului, cu simbolul 2 JVK 120 EKO I

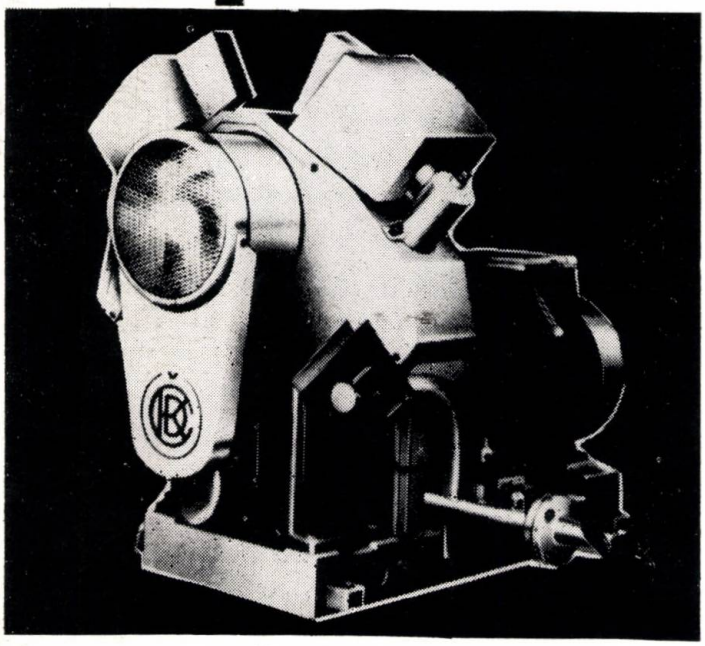
În cadrul echipamentului standard al centralei de aer comprimat vă putem oferi de asemenea o instalație de siguranță

Performanțele centralei de aer comprimat :

debit 160 m^3h^{-1}

presiune 0,883 MPA

puterea electromotorului 22 kW/380 V



Producător:
ČKD PRAHA, uzina Žandov

Exportator:

pragoinvest

18056 Praga ● Cehoslovacia

PENTRU INFORMAREA DVS.

Revista

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

vă prezintă cele mai valoroase realizări ale cercetării și proiectării românești în următoarele domenii:

- MATERIALE NOI, ORGANE DE MASINI
- PROTECTIA SUPRAFETELOR, CALITATE

- ECHIPAMENTE DE TURNATORIE
- PRELUCRARI LA CALD
- ECHIPAMENTE PENTRU SUDARE
- MASINI-UNELTE
- MECANICA FINA, OPTICA
- APARATE DE MASURA SI CONTROL

- ECHIPAMENTE ENERGETICE
- ECHIPAMENTE TEHNOLOGICE
- TRACTOARE SI MASINI AGRICOLE
- MASINI DE RIDICAT SI TRANSPORTAT
- PALETIZARE, CONTEINERIZARE
- DEPOZITARE
- MIJLOACE DE TRANSPORT

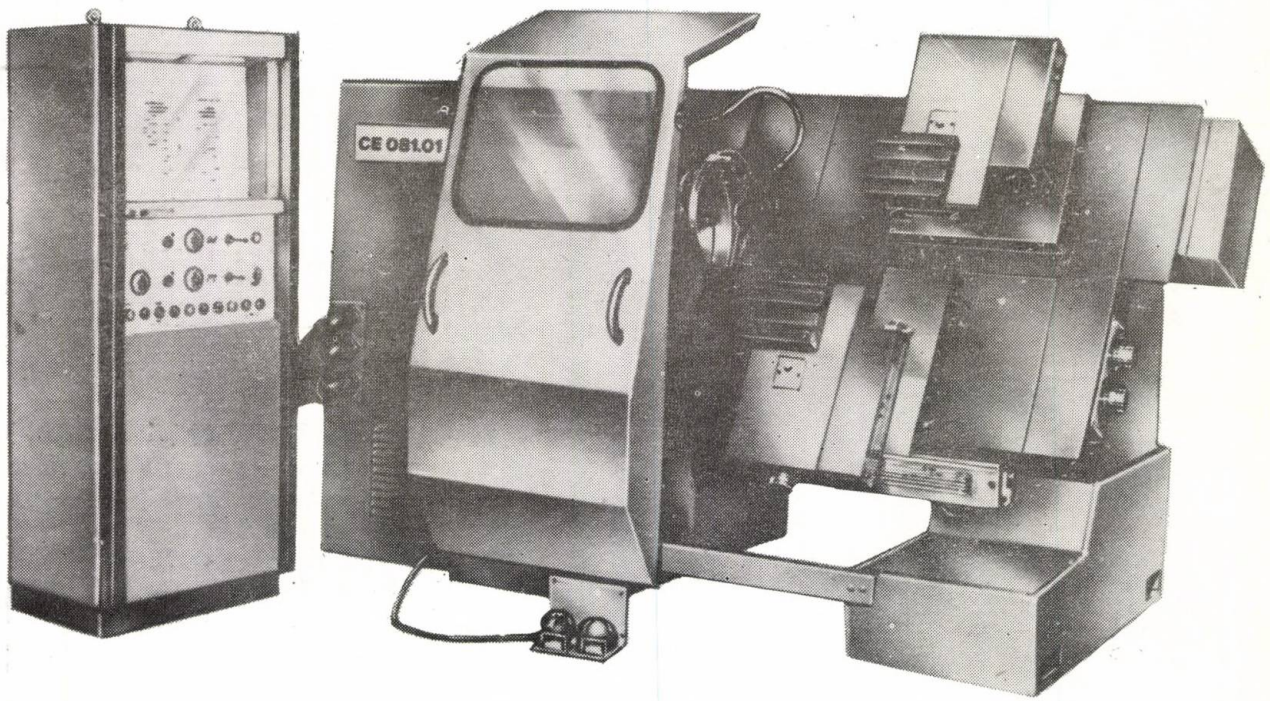
Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, nr. 30.15.5.16.70.02.06 BI SMB sau prin mandat poștal la ICPTCM, Sos. Oltenitei 105, sector 5, București.

PUBLICOM

CE 081

SEMIAUTOMAT MONOAX CU PLATOU CU COMANDA PROGRAM

Semiautomatul monoax cu platou CE 081 este destinat prelucrării de înaltă precizie a flanşelor, şaibelor, roţilor dinţate ale volanţilor, ale tamburilor de frînă şi ale altor piese din oţel, fontă şi metale neferoase, cu diametrul pînă la 500 mm şi lungimea pînă la 300 mm.



Diametrul maxim prelucrat	500 mm
Diametrul maxim prelucrat pe suport	400 mm
Lungimea maximă prelucrată	300 mm

BULGARIE

Exportator :
VTO Machinoexport
Sofia, R. P. Bulgaria
ul. Aksakova 5
tel. 88.53.21 telex 023—425
telegrame Machinoexport Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

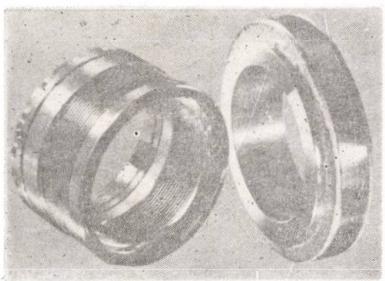
Cele mai bune elemente de etanșare

Firma Crane Packing Ltd este una din marile companii internaționale, specializată de 60 de ani în etanșarea dinamică a arborilor și una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanșare mecanică la actualul nivel de importanță. În prezent producția și serviciile după vînzare oferite nu sînt depășite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilități de dezvoltare ale firmei, precum și pe o reală înțelegere a cerințelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricație care afectează performanțele produselor.

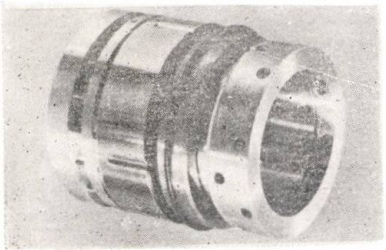
Cele mai multe aplicații de etanșare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicațiile mai dificile și de a le asigura soluții practice. Firma dispune de o vastă experiență, în special în proiecte de rafinării și instalații chimice.

Toate acestea măresc valoarea și fiabilitatea la orice nivel

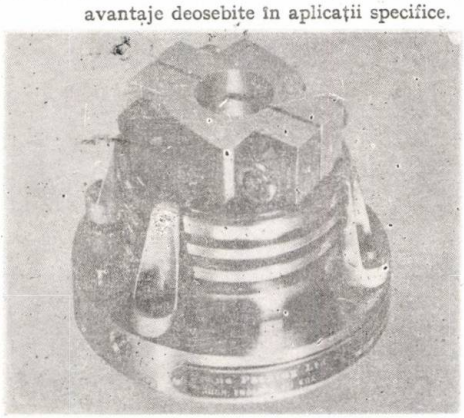
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate și introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicații specifice.



15W T. Dispozitivul încorporează elemente de etanșare metalice și poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît și pentru temperaturi foarte joase.

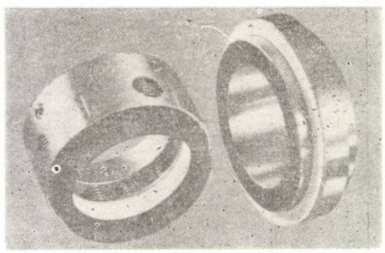


8B. Un dispozitiv de etanșare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte.

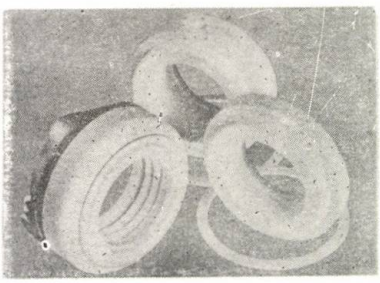


151. Este un dispozitiv de etanșare proiectat în mod special și destinat pentru reactoare sub presiune și alte recipiente de amestec, acționări de agitatoare și alte echipamente similare.

10T. Dispozitiv cu elemente de etanșare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.



109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultații pentru proiectanți?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităților beneficiarilor, în vederea obținerii celui mai potrivit dispozitiv de etanșare:

1. Discuții prealabile cu proiectanții de utilaje și cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanșări, bazate pe o perfectă înțelegere a condițiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienței noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanșare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistență la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanșare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanșare montate și întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcțiune.
8. Asistență la punerea în funcțiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanșare și pentru modul de lucru al instalațiilor.

Pentru informații suplimentare...

Vă invităm să luați legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noștri care călătoresc în mod regulat și frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuții fără obligații sau plată. Ne veți găsi prezenți și ca participanți la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se țin la Bratislava, Brno, București, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan și Zagreb. În cele mai multe țări avem agenți comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative
A.G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria
Telephone 82 93 19 Telex 75 444 CPEE A.

Sediul central

Crane Packing Ltd

SLOUGH, ENGLAND, SL1 40X
Telephone 0044-0753-31122 Cable:CRANPAC SLOUGH. Telex 848176

UBLICOM

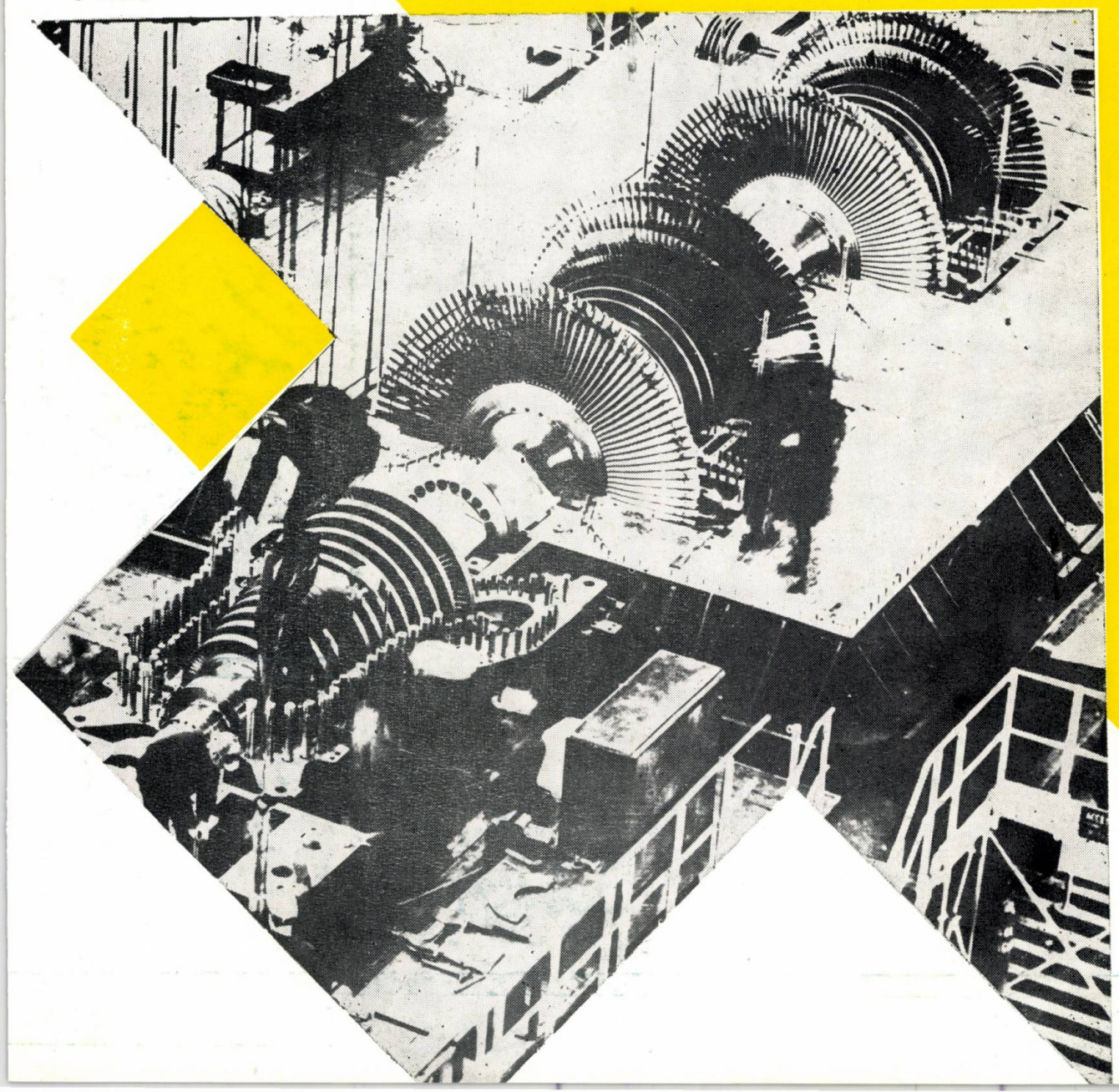
Abonaţi-vă la revista

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

THE OBJECT OF ACTIVITY OF uzinexportimport

FOREIGN TRADE COMPANY BUCHAREST – ROMANIA Bd. Magheru nr. 28-30 Telex: 11214 • POB: 2993

- *instalații complexe energetice, centrale electrice, utilaje și echipamente de bază pentru industria energetică;*
- *centrale de termoficare urbană și industrială, grupuri termice pentru încălzire industrială;*
- *instalații complexe, linii de fabricație și utilaje tehnologice pentru industria constructoare de mașini, ČKD pentru acestea;*
- *instalații complexe și utilaje tehnologice pentru industria alimentară și a frigului;*
- *instalații pentru silozuri;*
- *instalații complexe, utilaje, echipamente de bază pentru industria siderurgică, metalurgie feroasă și neferoasă, cocsochimică, materialelor refractare, abrazive și cărbunoase, precum și piese de schimb pentru acestea;*
- *utilaje tehnologice pentru tratamente termice secundare, cuptoare de toate tipurile și piese de schimb pentru acestea;*
- *piese turnate și forjate;*
- *fabrici de ciment, linii de fabricație și utilaje tehnologice pentru industria cimentului;*
- *grupuri și echipamente hidromecanice;*
- *piese de schimb pentru instalațiile și echipamentele pe care le exportă;*
- *echipamente pentru cazane și turbine, inclusiv fundurile de cazane;*
- *utilaje și echipamente specifice construcției de mașini executate după documentația beneficiarului;*
- *licențe, brevete de inovații românești, studii, proiecte, know-how, engineering, tehnologie, montaj, asistență tehnică, școlarizare și alte lucrări și servicii proprii obiectului său de activitate;*
- *furnizor general extern pentru exporturile complexe din obiectivul său de activitate;*
- *service.*



1980 APR 1 0

E 3279

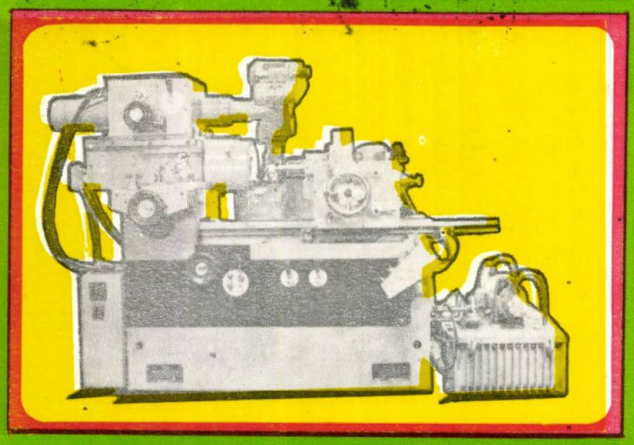
REFERALVA

ehnologii moderne
e
ontrol nedistructiv
umar anual
e probleme
ndice alfabetic
e autori

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXI ■ DECEMBRIE ■ 1979



RIF 10/ 100 maşină de rectificat interior şi frontal, destinată rectificărilor de precizie ale alezajelor cilindrice sau conice, a suprafeţelor frontale plane şi ale pieselor de diferite configuraţii.

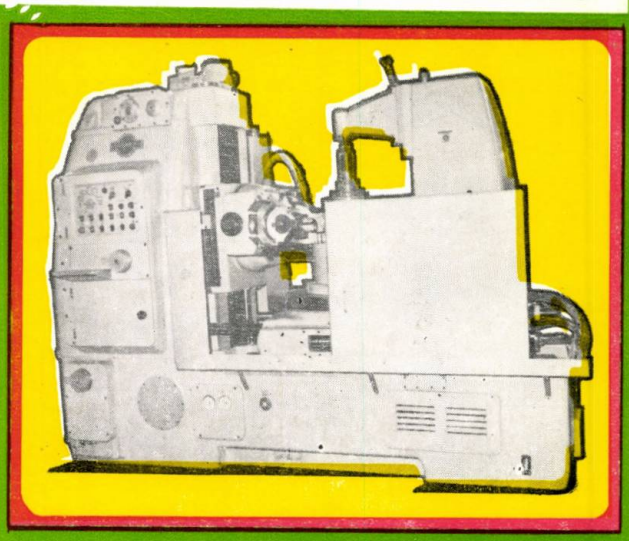
-precizie înaltă de prelucrare
-rigiditate ridicată
-nivel redus de vibraţii
-întreţinere şi manevrare simplă
-dotare sporită cu accesorii

Diametrul max.....mm....100
Diametrul min.....mm.... 10
Lungimea de rectificare....mm....120

CUGIR

INTREPRINDEREA MECANICA CUGIR

str. LENIN nr. 1-jud. ALBA
ROMANIA
telef. 51420 • telex 036293 • cod 2566



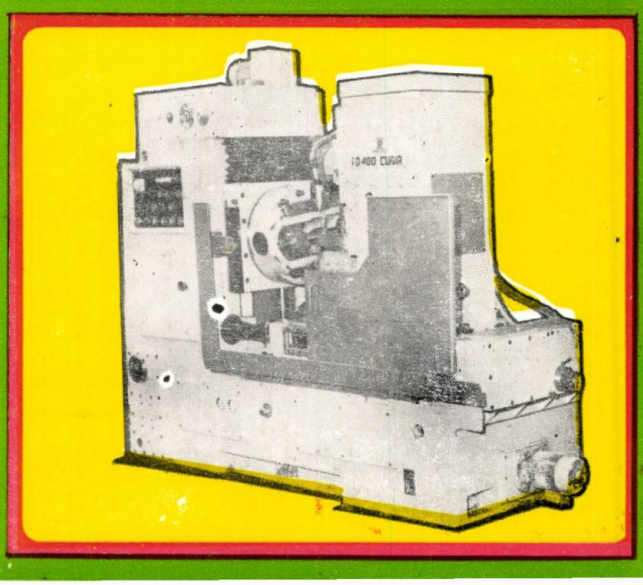
FD 800 -maşină destinată frezării prin rostogolire a roţilor dinţate cilindrice cu dantură exterioară dreaptă sau înclinată, a roţilor melcate şi cilindro-conice.

Precizia roţilor dinţate se încadrează în clasa a 7-a DIN.

Diametrul maxim.....mm....800
Modulul maxim.....mm.... 10
Nr. de dinţi minim..... 8

Familia maşinilor de frezat roţi dinţate prin rostogolire FD 250 şi FD 400 sînt destinate prelucrării roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, a roţilor cilindro-conice, a roţilor melcate.

La comandă specială se livrează:
-dispozitivul de profilare longitudinală a dinţilor (formă de butoi).
-dispozitiv de strîngere hidraulică
-transportorul magnetic de aşchii.



1980 FB 26

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXI, Nr. 12, decembrie 1979

CUPRINS

Tehnologii moderne de control nedistructiv

(Lucrări prezentate la „A II-a Conferință privind controlul nedistructiv al calității produselor)

NĂSTASE, M., DRIMER, D.:	**Importanța metodelor de control nedistructiv pentru asigurarea calității produselor și îmbunătățirea proceselor tehnologice.**	593
POPA, V.:	**Noi posibilități de apreciere a performanțelor de detectabilitate ale filmelor radiografice.**	595
NĂSTASE, M.:	**O metodă practică și economică pentru determinarea timpului de expunere în radiografia industrială.**	600
ANGHELEA, N., IACOBI, A., OPRESCU, A.:	**Controlul nedistructiv al unor elemente componente din construcția autobuzelor prin metoda radiografică.**	604
CIORĂU, P., LĂPUȘAN, A.:	**Controlul nedistructiv al țevilor reduse prin forjare.**	606
CIOBOTARU, F., MICHELMAN, A., VĂDUVA, C.:	**Observații asupra controlului nedistructiv al paletelor de turbină.**	608
TEODORESCU, G., ZABUNOV, A.:	**Evaluarea prin metode de control nedistructiv a coroziunii prin ciupituri (pitting).**	610
CIOBOTARU, F., ȘTEFAN, I.:	**Măsurarea grosimii pereților subțiri cu ajutorul defectoscopului ultrasonic.**	613
BORZA, D.:	**Cîteva realizări practice în domeniul controlului nedistructiv prin holografie.**	616
BORZA, D.:	**Metode ale interferometriei holografice aplicate în controlul nedistructiv.**	621
LIBAL, I., OLTEANU, M., SIMION, VIORICA:	**Metodă de sortare nedistructivă a materialelor feromagnetice.**	626
MODOVAN, A.:	**Unele observații privind aplicarea metodei de control cu lichide penetrante la armături industriale.**	630
CIOBOTARU, F., VĂDUVA, C.:	**Aspecte din activitatea unui laborator uzinal de control nedistructiv.**	632

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: Prof. dr. ing. Dolphi Drimer

SUMARE

CZ. 338.05 : 621.753.1

Popa, V.: **Noi posibilităţi de apreciere a performanţelor de detectabilitate ale filmelor radiografice.**

Autorul propune adoptarea unor criterii noi de apreciere a performanţelor de detectabilitate şi vizualizare — prin gamagrafie — a unor discontinuităţi de tip filiform. Problema este prezentată teoretic prin stabilirea formei analitice a funcţiei detectabilităţii şi verificată pe un model experimental în domeniul grosimii $0 \div 20$ mm oţel, filme STRUCTURIX D 5 şi surse de Ir-192 de producţie indigenă. Studiul pledează pentru completarea noţiunilor clasice utilizate în clasificarea filmelor radiografice, cu noţiuni noi, legate mai strîns de practica radiografică şi al căror conţinut obiectiv furnizează practicianului posibilitatea de a se orienta, mai repede asupra condiţiilor necesare rezolvării unei anumite probleme.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 8 fig., 5 ref.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Năstase, M.: **O metodă practică şi economică pentru determinarea timpului de expunere în radografia industrială.**

Relaţia de calcul propusă pentru determinarea timpului de expunere asigură o îmbunătăţire a calităţii imaginii radiografice şi o productivitate sporită. Coeficienţii de atenuare la fascicul larg, pentru o serie de surse de radiaţie, determinaţi experimental de autor, sînt incluşi în tabele. Metoda propusă este superioară formulelor de calcul existente şi ale acelor cu curbe de expunere.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 3 fig., 3 tab., 1 ref.

CZ : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Anghelea, N., Iacobi, A., Oprescu, A.: **Controlul nedistructiv al unor elemente componente din construcţia autobuzelor, prin metoda radiografică.**

Experimentările au avut ca obiect construcţia sudată (în mediu protector) a sistemului de prindere de şasiu a punţii-faţă. S-au efectuat — în paralel — încercări mecanice şi radiografice. Rezultatele au permis stabilirea unor limite acceptabile ale imperfecţiunilor din cordon şi au condus la realizarea unui utilaj de sudură.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 7 fig.

CZ : 338.05. : 621.753.1 : 621.73

Ciorău, P., Lăpuşan, A.: **Controlul nedistructiv al ţevilor reduse prin forjare.**

Discontinuităţile longitudinale de suprafaţă au fost detectate prin metoda magnetică, iar defectele interne — prin metoda ultrasonică. Rezultatele obţinute permit alegerea corespunzătoare a traductoarelor (în funcţie de diametrul şi grosimea ţevii), precum şi a elementelor modului de lucru (dimensiunea zonei controlate, amplificarea semnalului şi alegerea etalonului).

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 3 fig., 2 tab., 12 ref.

CZ : 338.05 : 621.753.1 : 621.438

Ciobotaru, F., Michelman A., Văduva, C.: **Observaţii asupra controlului nedistructiv al paletelor de turbină.**

La paletele de turbină, testarea nedistructivă s-a efectuat prin metoda magnetică şi metoda ultrasonică. Controlul ultrasonic trebuie efectuat înainte şi după preforjare, pentru a depista defectele interne, aplatizate, iar controlul magnetic trebuie efectuat, preventiv, după preforjare şi, obligatoriu, după matriţare, pentru depistarea fisurilor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 7 fig.

CZ : 333.05 : 621.753.1 : 620.191

Teodorescu, G., Zabunov, A.: **Evaluarea, prin metode de control nedistructiv, a coroziunii prin ciupituri (pitting).**

Experimentările s-au făcut pe mantaua unui tambur de cazan cu abur. Măsurările rutiniere, de grosime a peretelui prevăzute de normele ISCIR, precum şi cercetarea suprafeţei tamburului cu palpatori cu incidenţă normală nu au pus în evidenţă coroziunea prin ciupituri. Pitting-ul a fost observat prin folosirea unor palpatori unghiulari de tip GST 3, avînd unghiul de incidenţă de 3MHz. În acest sens, autorul sugerează completarea instrucţiunilor de cercetare a stării de coroziune a elementelor de cazan, cu un control ultrasonic folosind incidente înclinate.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 4 fig., 1 tab., 5 ref.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Ştefan, I.: **Măsurarea grosimii pereţilor subţiri cu ajutorul defectoscopului ultrasonic.**

Pentru determinarea grosimii s-au folosit palpatoare emisie-recepţie dublu cristal, datorită inexistenţei „zonei moarte" la aceste aparate. Măsurările care au avut în vedere grosimi cuprinse între 1 mm şi 44 mm s-au efectuat cu defectoscopul USIP 11 (Krautkrämer), cu palpatoare MSEB 4 H, MSEB 4 T, MSEB 6 T (Krautkrämer), atît pe domeniul de 10 mm, cît şi pe domeniul de 5 mm. Figurile reprezintă oscilogramele obţinute pentru fiecare grosime verificată. Se indică amplificarea, domeniul de măsurare şi tipul de palpator utilizat. Precizia de măsurare a fost de $\pm$ 0,5 diviziune mică pe domeniul de 5 mm şi de $\pm$ 1 diviziune mică pe domeniul de 10 mm.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 25 fig.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Cîteva realizări practice în domeniul controlului nedistructiv prin holografie.**

După prezentarea principalelor metode practice de solicitare a pieselor în vederea realizării controlului în diferite domenii specifice, se prezintă unele rezultate obţinute cu ajutorul unei instalaţii speciale. Imaginile incluse în text se referă la controlul unor materiale de tip fagure, oţel placat adeziv cu ferodou, materiale sportive, anvelope, recipienţi de presiune, instrumente de măsură şi carcase de reductoare.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 15 fig.

CONTENTS

DC : 338.05 : 621.753.1

Popa, V.: **New Possibilities of Assessing the Detective Capability of X — ray Films.**

The author puts forward new criteria in assessing the detection and visualization capability performances — by gammmagraphy — of certain filiform type discontinuities. The problem is presented theoretically by the establishment of the analytical form of the detection possibility function checked on an experimental model in the field of 0 ÷ 20 mm, thickness steel, STRUCTURIX D 5 films and Ir—192 sources of Romanian make.

The study calls for the adoption of new notions to be added to the conventional ones used in classifying the X — ray films; notions more closely related to the radiographic practice and whose objective content should enable the practitioner to get a quicker appreciation of the solution to a given problem.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 8 fig., 5 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1

Năstase. M.: **A practical, economical method of determining the exposure time in industrial radiography.**

The calculus relation set forth by the author for the detemination of the exposure time secures a better radiographic image and increased productivity. Wide beam attenuation coefficients for a series of radiation sources, experimentally determined by the author, are included in the tables.

The method set forth is superior to the existing calculation formulae or to the exposure curves method.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 3 fig., 3 tabl., 1 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Anghelea, N., Iacobi, A., Oprescu, A.: **Non-destructive testing of certain bus components based on the radiographic method.**

The experiments were carried out with the welded structure (in protected environment) of the fore axle fastening on the chassis. Parallel machanical and radiographic tests were conducted. The results have permitted to establish certain acceptable limits of the welding seam imperfections and led to the achievement of a specialized welding apparatus.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 7 fig.

DC : 338.05:621.753.1:621.73

Ciorău, P., Lăpușan, A.: **Non-destructive inspection of forged pipes.**

The longitudinal surface discontinuities were detected by the magnetic method and the inner faults by the ultrasonic method. The results permit to choose the adequate transducers (according to the pipe diameter and thickness) as well as the investigating method (size of inspected area, signal amplification and choice of standard).

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 3 fig., 2 tabl., 12 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1 : 621.438

Ciobotaru, F., Michelman A., Văduva, C.: **Remarks on the non-destructive testing of turbine blades.**

Non-destructive testing is carried out by the magnetic method and the ultrasonic method. Ultrasonic testing must be carried out before and after blooming, with the view of detecting the internal, flattened flaws, and magnetic testing must be conducted — preventively — after blooming and compulsorily after die — forging in order to detect the cracks.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 7 fig.

DC : 338.05:621.753.1:620.191

Teodorescu, G., Zabunov, A.: **Evaluation of pitting by non-destructive testig methods.**

Experimenting was carried out with a steam boiler sheath. The routine measurements of wall thickness (prescribed by ICIR) and the investigation of the drum surface using normal incidence feelers could not detect pitting, which was revealed only when GST 3 type angular feelers (of 3 MHz incidence angle) were used. Therefore the authors suggest that to the method used in investigating boiler components corrosion should be added ultrasonic checking using angular incidence feelers.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 4 fig., 1 tabl., 5 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Ștefan, I.: **Measurement of thin walls thickness by means of ultrasonic fault detector.**

For the determination of thickness the authors have used double crystal emission-reception feelers seeing that these apparatus show no neutral zone. The measurements of thicknesses ranging between 1 and 44 mm have been carried out with USIP 11 (Krautkrämer) fault detector and MSEB 4 H, MSEB 4 T, MSEB 6 T (Krautkrämer) feelers both in the 10 mm and 5 mm range. The figures show the oscillograms achieved for each tested thickness. The amplification, measuring range and feeler type are indicated. The measuring accurancy was ± 0.5 (small division within the 5 mm range and ± 1 (small division) within the 10 mm range.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 25 fig.

DC : 338.05:621.753.1

Borza, D. N.: **Some practical development in the field of non-destructive holographic ispection.**

After presenting the main practical method of selecting the components in view of the investigation to be carried out in various fields, the author describes the results achieved with a special installation. The images incuded in the paper refer to the checking of: honeycomb type materials, ferrodo-plated steel, sports materials, tyres, pressure containers, measuring instruments and reduction gear casings.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 15 fig.

SOMMAIRE

CD : 338.05 : 621.753.1

Popa, V.: **Nouvelles possibilités d'appréciation des performances de la capacité de détection des films radiographiques.**

L'auteur propose l'adoption de nouveaux critères d'appréciation des performances de la capacité de détection et de visualisation — par gammagraphie — des discontinuités de type filiforme. Le problème est présenté théoriquement par l'établissement de la forme analytique de la fonction de la capacité de détection et il est vérifié sur un modèle expérimental dans le domaine de l'épaisseur 0÷20 mm, acier, films STRUCTURIX D 5 et sources Ir—192 de production indigène. L'étude plaide pour le complètement des notions classiques utilisées dans la classification des films radiographiques, avec de nouvelles notions, liées plus étroitement à la pratique radiographique et dont le contenu objectif fournit au praticien la possibilité de s'orienter rapidement vers les conditions nécessaires à la solution de certains problèmes.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 8 fig., 5 réf.

CD : 338.05 : 621.753.1

Năstase, M.: **Une méthode pratique et économique pour la détermination du temps d'exposition dans la radiographie industrielle.**

La relation de calcul proposée pour la détermination du temps d'exposition assure l'amélioration de la qualité de l'image radiographique et une productivité accrue. Les coefficients d'atténuation au fascicule large, pour une série de sources de radiation, déterminés expérimentalement par l'auteur, sont inclus dans les tableaux. La méthode proposée est supérieure aux formules de calcul existentes et à celles à courbes d'exposition.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 3 fig., 3 tab., 1 réf.

CD : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Anghelea, N., Iacobi, A., Oprescu, A.: **Le contrôle non-destructif de certains éléments composants de la construction des autobus, par la méthode radiographique.**

Les expérimentations ont eu comme objet la construction soudée (en milieu proecteur) du système de serrage du châssis du pont avant. On a effectué, parallèlement, des essais mécaniques et radiographiques. Lts résultats ont permis l'établissement de limites acceptables des imperfections du cordon et ont conduit à la réalisation d'un outilage spécialisé de soudure.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 7 fig.

CD: 338.05:621.753.1:621.73

Ciorău, P., Lăpuşan, A.: **Le contrôle nondestructif des tubes réduits par forgeage**

Les discontinuités longitudinales de surface ont été identifiées par la méthode magnétique et les défauts internespar la méthode ultra-sonique. Les résultats obtenus donnent la possibilité de choisir exactement les traducteurs (fontion du diamètre et de l'épaisseur du tube), ainsi que les éléments du mode de travail (la dimension de la zone contrôlée, l'amplification du signal et le choix de l'étalon).

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 3 fig., 2 tab., 12 ref.

CD : 338.05 : 621.753.1 : 621.438

Ciobotaru, F., Michelman A., Văduva, C.: **Observations sur le contrôle non-destructif des pales de turbine.**

Le test non-destructif des pales de turbine a été effectué par la méthode magnétique et la méthode des ultrasons. Le contrôle par ultrasons doit être exécuté avant et après le préforgeage, afin de dépister les défauts internes, applatisés et le contrôle magnétique doit être fait préventivement, après pré-forgeage et, obligatoirement, après estampage, afin de dépister les fissures.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 7 fig.

CD: 338.05:621.753.1:620.191

Teodorescu, G., Zabunov, A.: L'évaluation par **des méthodes de contrôle nondestructif, de la corrosion par pitting**

Les expériences ont été faites sur l'envelope d'un tambour de chaudière. Les mesures usuelles de l'épaisseur du paroi prévues dans les normes ISCIR, ainsi que la recherche de la surface du tambour avec palpeurs à incidence normale, n'ont pas mis en évidence la corrosion par pitting. Le pitting a été observé en utilisant des palpeurs angulaires de type GST 3, ayant l'angle d'incidence de 3 MHz. En ce sens, l'auteur suggère le complètement des instructions de recherche de l'état de corrosion des éléments de chaudière avec un contrôle ultra-sonique, utilisant des incidentes inclinées.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 4 fig., 1 tab., 5 ref.

CD : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Ştefan, I.: **Mensuration des épaisseurs des parois minces à l'aide du défectoscope ultrasonique.**

Afin de déterminer l'épaisseur on a utilisé des palpeurs émission-réception double cristal, grâce à l'inexistence d'une «zone morte» à ces appareils. Les mensurations qui ont eu en vue des épaisseurs comprises entre 1 mm et 44 mm ont été effectuées à l'aide du défectoscope USIP 11 (Krautkrämer), des palpeurs MSEB 4H, MSEB 4 T, MSEB 6 T (Krautkrämer), tant dans le domaine de 10 mm, que dans le domaine de 5 mm. Les figurent illustrent les oscillogrammes obtenus pour chaque épaisseur vérifiée. On indique l'amplification, le domaine de mesure et le type de palpeur utilisé. La précision de mesure a été de $\pm$ 0,5 la petite division sur le domaine de 5 mm et de $\pm$ 1 la petite division sur le domaine de 10 mm.

Construcţia de maşini, 31 (1979) no. 12, 25 fig.

CD : 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Quelques réalisations pratiques dans le domaine du contrôle non-destructif par holographie.**

Après la présentation des principales méthodes pratiques de sollicitation des pièces en vue de la réalisation du contrôle dans divers domaines spécifiques, on présente certains résultats obtenus à l'aide d'une installation spéciale. Les images incluses dans le texte se réfèrent au contrôle de matériaux du type rayon de miel, acier plaqué adhésif au ferrodo, matériel sportif, pneus, récipients de pression, instruments de mesure et carcasse de réducteurs.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12

INHALTSVERZEICHNIS

CD : 338.05 : 621.753.1

Popa, V.: **Neue Möglichkeiten zur Einschätzung der Anzeigeleistungen der radiographischen Filme.**
Der Autor schlägt die Annahme neuer Kriterien zur Einschätzung der Anzeigeleistung und des Sichtbarmachens — durch die Gammagraphie — von fadenförmigen Diskontinuitäten vor. Das Problem wird theoretisch durch die Ermittlung der analytischen Ausdrucksform der Funktion der Anzeigeleistung präsentiert und auf einem Versuchsmodell für den Stärkebereich 0 ÷ 20 mm, auf Stahl, mit Filmen STRUCTURIX D5 und Strahlenquellen Ir—192 eigener Produktion geprüft. Die Studie empfehlt die Ergänzung der herkömmlichen Begriffe, die in der Klassifizierung der Röntgenfilme benützt werden, durch neue Begriffe, die mit der radiographischen Praxis enger verbunden sind und deren objektiven Inhalt dem Praktiker die Möglichkeit geben, sich in der Feststellung der zur Lösung gewisser Probleme erforderlichen Bedingungen rascher zu orietieren.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 8 Abb, 5 Ref.

CD : 338.05 : 621.753.1

Năstase, M.: **Eine praktische und wirtschaftliche Methode zur Bestimmung der Belichtungszeit in der industriallen Röntgenaufnahme.**

Das Vorgeschlagene Berechnungsverhältnis zur Bestimmung der Belichtungszeit gewährleistet eine bessere Qualität der Röntgenaufnahme sowie eine höhere Produktivität. Die Abklingzahlen bei breiten Strahlenbundeln einer Reihe von Strahlenquellen, die vom Autor aufgrund von Versuchen festgestellt wurden, sind in den Tabellen enthalten. Das vorgeschlagene Verfahren weist gegenüber den bestehenden Berechnungsformeln sowie deren mit Belichtungskurven einige Vorteile auf.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 3 Abb, 3 Tab., 1 Ref.

CD : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Anghelea, N., Iacobi, A., Oprescu, A.: **Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung einiger Bestandteile der Autobusse durch Röntgenmetallographie.**

Die Versuche hatten zum Gegenstand die (unter Schutzgas) geschweißte Struktur des Systems zur Befestigung der Vorderbrüke am Fahrgestell. Es wurden parallel mechanische und Röntgenmetallographieverfaren verwendet. Die Ergebnisse ermöglichten die Ermittlung annehmbarer Grenzen für die fehlerhaften Stellen in der Schnur und führten zur Entwicklung eines spezialisierten Schweißgeräts.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 7 Abb

CD : 338.05 : 621.753.1 : 621.73

Ciorău, P., Lăpuşan, A.: **Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung der durch Schmieden reduzierten Rohren.**

Die längsgerichteten Oberflächendiskontinuitäten wurden durch das magnetische Verfahren während die Innenfehler durch das Ultraschallverfahren hervorgestrichen. Die erzielten Ergebnisse ermöglichen die angemessene Wahl der Übertrager (je nach dem Durchmesser hund der Dicke der Rohre) sowie der Arbeitsweise (Große der untersuchten Stelle, Signalverstärkung, Wahl der Lehrstückes).

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 3 Abb., 2 Tab., 12 Ref.

CD : 338.05 : 621.753.1 : 621.438

Ciobotaru, F., Michelman A., Văduva, C.: **Bemerkungen zur zerstörungsfreien Werkstoffprüfung der Laufradfügel.**

Bei den Laufradflügeln erfolgte die zerstörungsfreie Werkstoffprüfung durch das magnetische Verfahren und das Ultraschallverfahren. Die Ultraschallprüfung muß sowohl vor als auch nach dem Vorschmieden vorgenommen werden zur Ermittlung der inneren Fehlstellen, während die magnetische Prüfung nach dem Vorschmieden und verpflichtend nach dem Gesenkschmieden zur Feststellung der Risse durchzuführen ist.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 7 Abb

CD : 338.05 : 621.753.1 : 620.191

Teodorescu, G., Zabunov, A.: **Bewertung der Spaltkorrosion durch Methoden der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung.**

Die Versuche wurden an der Verkleidung einer Dampfkesseltrommel vorgenommen. Die herkömmlichen Messungen der Wanddicke, gemäß den ISCIR — Normen, sowie die Untersuchung der Trommeloberfläche mittels Prüfköpfen mit normalem Einfallwinkel haben keine Spaltkorrosion ermittelt. Die Bildung der Korrosionsflecken wurde durch die Verwendung von Winkelprüfköpfen Typ GST 3 mit einem Einfallwinkel von 3 MHz bemerkt. In diesem Zusammenhang schlagen die Autoren die Ergänzung der Anweisungen zur Untersuchung der Korrosionsbeanspruchung der Kesselbestandteile durch eine Ultraschallprüfung mit geneigten Einfallwinkeln vor.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 4 Abb., 1 Tab., 5 Ref.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 338.05.621.753.1

Попа В. : **Новые возможности оценки показателей свойств детектирования радиофильмов.**

Автор предлагает применить ряд новых критериев оценки показателей свойств детектирования и визуальности — через гаммаметрию — ряда нитеобразных непостоянств. Вопрос представлен теоретически определением аналитической формы функции свойств детектирования и испытан на опытной модели в толщины 0 ÷ 20 мм стали, пленки СТРУКТУРИКС D5 и источников Ir — 192 отечественного производства. Работа содействует укомплектованию классических понятий, используемых в классификации радиопленки и объективное содержание которых дает практике возможность быстрее ориентироваться в связи с условиями, необходимыми решению определенного вопроса.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 8 фиг., 5 докл.

ДК : 338.05.621.753.1

Нэстасе М. : **Практический и экономный метод определения времени открытия в промышленной радиографии.**

Расчетное соотношение, предлагаемое для определения времени открытия обеспечивает улучшение качества радиографического отражения и повышенную эффективность.

Коэффициенты уменьшения при широком луче для ряда источников излучения опытно определенные автором, включены в таблицах. Предлагаемый метод лучше существующих формул и тех расчетов с кривыми открытия.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 3 фиг., 1 докл.

ДК : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Ангелеа Н., Якоби А., Опреску А. : **Неразрушительный контроль ряда составных элементов в изготовлении автобусов радиографическим методом.**

Предметом испытаний была сварная конструкция / в защищающей среде / зажимной системы переднего моста на шасси. Параллельно выполнили механические и радиографические испытания. Результаты содействовали определению ряда допустимых пределов несовершенств в шнуре и изготовлению специализированного сварочного оборудования.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 17 фиг.

ДК : 338.05 : 621.753.1 : 621.73

Чорэу П., Лэпушан А. : **Неразрушительный контроль кованых труб.**

Продольные непостоянства поверхностей были детектированы магнитным методом, а внутренние дефекты — ультразвуковым методом. Полученные результаты содействуют соответствующему выберу датчиков (в зависимости от диаметра и толщины труб), а также элементов рабочего способа (размер контролируемой зоны, усиление сигнала и выбор эталона).

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 3 фиг., 2 табл., 12 докл.

ДК : 338.05. : 621.753.1 : 621.438

Чоботару Ф., Михельман, А., Вэдува К. : **Отметки о неразрушительном контроле турбинных лопаток.**

Неразрушительный тест турбинных лопаток осуществили магнитным и ультразвуковым методами. Ультразвуковый контроль долже выполнять перед и после предковки, чтобы найти внутренние дефекты, оплоскивания, и обязательно, после штамповки, с целью детектирования трещин.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 7 фиг.

ДК : 338.05 : 621.753.1 : 620.191

Теодореску Т., Забунов А. : **Оценка методом неразрушительного контроля щиповой коррозии.**

Пробы выполнили на обшивке барабана парового котла. Обычные измерения толщины стены, намеченные нормами ISCIR, а также исследование поверхности барабана щупальцами с нормальным падением не выявило щиповой коррозии. Формирование коррозийных пятен наблюдали через угловые щупальцы типа GST 3 с углом падения в 3 мГц. В связи с этим автор предлагает укемплектование исследовательских указаний корродирующего положения котельных элементов, используя ультразвуковый контроль с наклонным падением.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 4 фиг., 1 табл., 5 докл.

ДК : 338.05.621.753.1

Чоботару Ф., Штефан И. : **Измерение толщины тонких стен при ультразвукового дефектоскопа.**

Для определения толщины использовали шупальцы передачи-приема двойной кристал, благодаря отсутствию „мертвой зоны" на этих аппаратах. Измерения для толщины I — 44 мм выполнили дефектоскопом USIP II (Крауткремер), шупальцами MSEB 4 H, MSEP 4 T, MSEB 6 T (Крауткремер), как для 10 мм, так 5 мм. Фигуры представляют осцилограммы для каждой проверенной толщины. Указываются усиление, область измерения и тип используемого шупальца. Прецизионность измерения ± 0,5 небольшее деления для 5 мм и ± 1 небольшле деление для 10 мм.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 25 фиг.

ДК : 338.05.621.753.1

Борза Д. Н. : **Ряд практических достижений в области неразрушительного контроля голографией.**

После преставления главных практических методов испытания деталей в целях реализации контроля в различных специфических областях, представляются некоторые результаты, полученные при помощи специальной установки. Включенные в тексте фотоснимки касаются контроля ряда материалов типа — соты, плакированной стали ферродо, спортивного материала, покрышек, сосудов давления измерительных приборов и каркасов редукторов.

Constructia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 15 фиг.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Metode ale interferometriei holografice aplicabile în controlul nedistructiv.**

Lucrarea prezintă principalele metode interferometrice holografice utilizate în controlul nedistructiv: metodele cu dublă expunere, cu mediere în timp şi în timp real. Pentru cazul interferometriei în timp real, se face o analiză detaliată a situaţiei cînd obiectul vibrează într-o poziţie diferită de cea din cursul înregistrării. Se clarifică, astfel, o serie de aspecte legate de interpretarea franjelor, de sensibilitatea faţă de fenomenul studiat şi de imunitatea la perturbaţii. În continuare, sînt expuse unele contribuţii ale autorului în legătură cu îmbunătăţirea contrastului franjelor, atît prin prelucrarea electronică a unui semnal de televiziune, cît şi prin prelucrări fotografice.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 19 fig.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Văduva, C.: **Aspecte din activitatea unui laborator uzual de control nedistructiv.**

Pe baza experienţei acumulate, autorii propun o serie de măsuri, printre care:

— realizarea în ţară a unor materiale, accesorii, aparate etc., necesare diverselor modalităţi de control nedistructiv;

— reactualizarea prescripţiilor tehnice, a normelor departamentale şi a normelor de securitate a muncii, în vigoare;

— crearea în cadrul comisiei de control nedistructiv a unui colectiv de specialişti, care, cu sprijinul forurilor în drept, să contribuie eficient la soluţionarea problemelor specifice, în sensul celor menţionate anterior.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 10 fig.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Libal, I., Olteanu, M., Simion, Viorica.: **Metodă de sortare nedistructivă a materialelor feromagnetice.**

Metoda se bazează pe compararea permeabilităţii magnetice într-un montaj de compensare, în curent alternativ de frecvenţă industrială, folosind o punte de curent continuu şi un voltmetru magnetoelectric cu ex central şi scară bilaterală. A fost folosit un aparat original, construit de un colectiv din cadrul Întreprinderii „Metalul Roşu" Cluj-Napoca, cu ajutorul căruia se pot evidenţia diferenţele în elementele de aliere, de tratament termic şi de grosime a pereţilor. Mărimile obţinute sînt relative, fiind valabile numai în raport cu piesa-etalon.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 4 fig., 1 tab., 6 ref.

CZ. 338.05 : 621.753.1

Moldovan, A.: **Unele observaţii privind aplicarea metodei de control cu lichide penetrante la armături industriale.**

Controlul s-a efectuat asupra a 2 400 repere, în condiţiile indicate de STAS 10214—95 şi ASTME—165—65. Pentru clasificarea defectelor s-au folosit fotografii de referinţă standard (E. 433—71) şi prescripţiile ISCIR CR—6—78. În timpul probelor, s-a constatat că fisurile şi incluziunile de zgură pot fi evidenţiate, indicaţiile obţinute fiind concludente. Incluziunile de gaze, deşi — uneori — vizibile cu ochiul liber, nu oferă indicaţii semnificative la controlul cu lichide penetrante, deoarece (atunci cînd deschiderea defectului este mare, în comparaţie cu adîncimea lui) la îndepărtarea lichidului de pe suprafaţa controlată se îndepărtează şi lichidul din locul cu defect. Determinarea corelaţiei între deschiderea defectului şi adîncimea lui ar putea permite obţinerea unor indicaţii concludente asupra defectului.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 1 tab., 5 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Holographic Interferometry Methods applicable to Non-destructive Testing.**

The paper presents the main holographic interferometric methods used in non-destructive testing: double exposure methods with time and real time mediation. Examining real time interferometry the author conducts a minute analysis of the situation when the object vibrates in a position different from the position which appeared during the recording. The interpretation of fringes, the sensitivity with regard to the studied phenomenon and the immunity to interference are examined. The author presents also his contribution to the improvement of the fringes contrast, both by electronic processing of a TV signal and by photographic processing.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 19 fig.

DC : 338.05 : 621.753.1

Libal, I., Olteanu, M., Simion, Viorica.: **Non-destructive method of sorting ferromagnetic materials.**

The method is based on the comparison of magnetic permeability in a compensation connection of industrial frequency alternating current using a direct current bridge anda bilateral scale, central axis moving iron voltmeter. The author used an original design apparatus, built by a „Metalul Roşu" Works (Cluj-Napoca) team, which reveals the differences in alloy components, in the thermal treatment and in the thickness of walls. The values obtained being relative refer only to the standard casting.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 4 fig., 1 tabl., 6 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1

Moldovan, A. : **Some remarks regarding the application of the method using penetrating fluids checking industrial fittings.**

Two thousand four hundred components have been checktd under STAS 10214—95 and ASTM E—165—65 prescriptions. In classifying the faults the author has used standard reference photographs (E. 433—71) and ISCIR CR—6—78 prescriptions. During the tests it appeared that the cracks and slag inclusions could be detected, the indications achieved being conclusive. Gas inclusions — although sometimes visible to the maked eye — do not offer significant indications when penetrating fluids checking is carried out, seeing that (when the flaw opening is wide in comparison to its depth) in removing the fluid from the tested surface the faulty spot fluid is also removed. In establishing a correlation between the flaw opening and depth one could achieve conclusive information on the fault.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 1 tabl., 5 ref.

DC : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Văduva, C. : **Activity of a standard no-destructive testing laboratory.**

Relying on the experience gathered in this field the authors propose a series of measures :

— domestic development of materials, accessories, apparatus, etc. required for various types of non-destructive testing ;

— bringing up-to-date the technical instructions, department standards and safety regulations in force now ;

— setting up, within the framework of the non-destructive testing commission, of a team of specialists that should efficiently contribute to the solution of the specific problems, taking account of above mentioned points.

Construcția de mașini, 31 (1979), nr. 12, 10 fig.

CD : 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N. : **Méthodes de l'intérférométrie holographique applicables dans le contrôle non-destructif.**

L'ouvrage présente les principales méthodes interférométriques holographiques utilisées dans le contrôle non-destructif : les méthodes à double exposition avec médiation dans le temps et en temps réel. Pour le cas de l'interférométrie en temps réel on procède à une analyse détaillée de la situation lorsque l'objet vibre dans une position différente de celle enregistrée au cours de l'enregistrement. On clarifie, de la sorte, une série d'aspects liés à l'interprétation des franges, à la sensibilité par rapport au phénomène étudié et à l'immunité aux perturbations. On expose, plus loin, certaines contributions de l'auteur ayant trait à l'amélioration du contraste des franges tant par le traitement électronique d'un signal de télévision que par les traitements photographiques.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 12, 19 fig.

CD : 338.05 : 621.753.1

Libal, I., Olteanu, M., Simion, Viorica. : **Méthodes de tri non-destructif des matériaux ferromagnétiques.**

Cette méthode est basée sur la comparaison de la perméabilité magnétique dans un montage de compensation, en courant alternatif de fréquence industrielle, en utilisant un pont de courant continu et un voltmètre magneto-électrique à axe central et à échelle bilatérale. On a utilisé un appareil original, construit par un collectif de l'Entreprise «Metalul Roșu» de Cluj-Napoca, à l'aide duquel on peut mettre en évidence les différences dans les éléments d'alliage, de traitement thermique et d'épaisseur des parois. Les dimensions obtenues sont relatives et elles ne sont valables que par rapport avec la pièce-étalon.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 12, 4 fig., 1 tabl., 6 réf

---

CD : 338.05 : 621.753.1

Moldovan, A. : **Certaines observations concernant l'application de la méthode de contrôle avec des liquides pénétrants à la robinetterie industrielle.**

Le contrôle a été effectué sur 2400 repères, dans les conditions indiquées par le standard roumain STAS 10214—95 et ASTME—165—65. Pour la classification des défauts on a utilisé des photographies de référence standard (E. 433—71) et les prescriptions de l'ISCIR CR—6—78. Au cours des essais, on a constaté que les fissures et les inclusions de scories peuvent être mises en évidence, les indications obtenues étant concluantes. Les inclusions de gaz, bien que perfois visibles à vue d'oeil, n'offrent pas d'indications significatives au contrôle à l'aide de liquides pénétrants, car (lorsque l'ouverture du défaut est grande, en comparaison avec sa profondeur) lorsque l'on élimine le liquide de la surface contrôlée, on élimine également le liquide de l'endroit avec défaut. La détermination de la corrélation entre l'ouverture du défaut et sa profondeur pourrait permettre l'obtention d'indications concluantes sur le défaut.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 12, 3 fig., 2 tab., 12 réf.

CD : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Văduva, C. : **Aspects de l'activité d'un laboratoire usuel de contrôle non-destructif.**

En base de l'expérience accumulée, les auteurs proposent une série de mesures, dont :

— la réalisation dans le pays de matériaux, accessoires, appareils, etc., nécessaires à diverses modalités de contrôle non-destructif ;

— la réactualisation des prescriptions techniques, des normes départementales et des normes de sécurité du travail, en vigueur ;

— la création, dans le cadre de la commission de contrôle non-destructif d'un collectif de spécialistes, qui, à l'aide des autorités en droits, doit contribuer efficacement à la solution des problèmes spécifiques, dans le sens de ce qui a été mentionné antérieurement.

Construcția de mașini, 31 (1979), no. 12, 10 fig.

CD : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Ştefan, I.: **Stärkemessung dünner Wände mit Hilfe des Ultraschall-Defektoskops.**

Zur Bestimmung der Wandstärke wurden Sende-Empfangs-Doppel-kristallprüfköpfe verwendet, weil diese Apparate keinen „toten Bereich" aufweisen. Die durchgeführten Messungen erfaßten Dickenbereiche zwischen 1 mm und 44 mm und wurden dem Defektoskop USIP 11 (Krautkrämer) mit den Prüfköpfen MSE B 4 H, MSEB 4 T, MSEB 6 T (Krautkrämer) sowohl im 10 mm — Bereich als auch im 5 mm — Bereich ausgeführt. Die Abbildungen stellen die für jede der geprüften Wanddicken erzielten Oszillogramme dar. Angegeben werden die Verstärkung, der Meßbereich, der Typ des verwendeten Prüfkopfes. Die Meßgenauigkeit betrug ± 0,5 der kleinen Teilung im 5 mm — Bereich und ± 1 der kleinen Teilung im 10 mm — Bereich.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 12 Abb

CD : 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Einige praktische Ergebnise im Bereich der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung mit Hilfe der Holographie.**

Nach der Schilderung der wichtigsten praktischen Methoden zur Beanspruchung der Werkteile angesichts der Testdurchführung in verschiedenen spezifischen Bereichen, werden einige Ergebnisse, die mit Hilfe einer speziellen Anlage erzielt wurden, präsentiert. Die Abbildungen beziehen sich auf die Untersuchung von Werkstoffen Typ Wabe, des mit Metall-Asbest-Gewebe plattierten Stahls, des Sportmaterials, der Reifen, der Druckbehälter, der Meßgeräte und der Getriebegehäuse.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 15 Abb

CD : 338.05 : 621.753.1

Borza, D. N.: **Methoden der holographischen Interferometrie,, die in der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung Anwendung finden.**

Die Arbeit beschreibt die wichtigsten interferometrischen holographischen Methoden, die in der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung Anwendung finden: die Methoden mit Doppelbelichtung, mit späterer oder Istzeit-Vermittlung. Für den Fall der Istzeit-Interferometrie wird eine eingehende Analyse der Situation vorgenommen, in der der Gegenstand in einer Position schwingt, die im Vergleich zu der, die während der Aufnahme eingenommen wurde, unterschiedlich ist. Auf dieser Weise werden eine Reihe von Aspekten geklärt, die mit der Auswertung der Interferenzstreifen mit der Empfindlichkeit gegenüber der untersuchten Erscheinung und der Unempfindlichkeit gegenüber den Störungen verbunden sind. Ferner werden einige Beiträge des Autors zur Verbesserung des Streifenkontrastes sowohl durch die elektronische Bearbeitung eines Bildsignals als auch durch photographische Bearbeitung.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 13, 19 Abb

CD : 338.05 : 621.753.1

Libal, I., Olteanu, M., Simion, Viorica.: **Zerstörungsfreies Trennverfahren für ferromagnetische Stoffe.**

Das Verfahren beruht auf dem Vergleich der magnetischen Durchlässigkeit in einer Ausgleichungsmontage in Wechselstrom bei Industriefrequenz unter Benutzung einer Gleichstrombrücke und eines magnetoelektrischen Voltmeter mit Zentralachse und doppelseitiger Skala. Verwendet wurde ein Originalapparat, der von einem Kollektiv des Betriebs „Metalul Roşu" in Cluj-Napoca gebaut wurde und mit dessen Hilfe die Uneterschiede in den Legierungsbestandteilen, in den Elementen, die der Wärmebehandlung unterzogen werden, und in den Elementen der Wändestärke hervorgestrichen wurden. Die erzielten Größen sind relativ und nur im Verhältnis zum Lehrstück gültig.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 4 Abb, 1 Tab., 6 Ref.

CD : 338.05 : 621.753.1

Moldovan, A.: **Einige Bemerkungen zur Anwendung des Prüfverfahrens mit durchdringenden Flüssigkeiten bei den Industriearmaturen.**

Der Prüfung wurden 2400 Werkteile unterzogen in den durch die STAS — Vorschriften Nr. 10214—95 und die ASTME — Bestimmungen Nr. 165—65 festgelegten Bedingungen. Zur Klassifizierung der fehlerhaften Stellen wurden standardisierte Bezugsfotos (E. 433—71) und die Vorschriften ISCIR CR—6—78 benutzt. Bei der Durchführung der Prüfungen wurde festgestellt, daß die Risse als auch die Schlackeeinschlüsse ermittelt werden können und die erzielten Angaben konkludent sind. Die Gaseinschlüsse, obwohl manchmal leicht bemerkbar, beiten bei der Prüfung mit durchdringenden Flüssigkeizen keine bedeutenden Angaben, da (falls die Fläche der Fehlstelle im Vergleich zu ihrer Tiefe groß ist) die Entfernung der Flüssigkeit von der geprüften Stelle auch die Beseitigung der Flüssigkeit von der Fehlstelle bewirkt. Die Ermittlung der zwischen der Fehlerfläche und der Fehlertiefe bestehenden Korrelation könnte die Erzielung schlüssiger Angaben über die Fehlstelle ermöglichen.

Construcţia de maşini, 31 (1979), no. 12, 1 Tab., 5 Ref.

CD : 338.05 : 621.753.1

Ciobotaru, F., Văduva, C.: **Aspekte der Tätigkeit eines herkömmlichen Labors zur zerstörungsfreien Werkstoffprüfung.**

Aufgrund der gesammelten Erfahrung schlagen die Autoren einige Maßnahmen vor, darunter:

— die Entwicklung in Rumänien von Werkstoffen, Zubehör, Geräten, u.a., die für die Verwendung der verschidenen Formen zerstörungsfreien Werkstoffprüfung erforderlich sind;

— die Notwendigkeit die zur Zeit gültigen technischen Vorschriften sowie die ministeriale Normen des Arbeitsschutzes auf den gegenwärtigen Stand zu bringen;

— die Bildung innerhalb der Kommission für die zerstörungsfreie Werkstoffprüfung eines Fachkollektivs das mit der Unterstützung der dazu befugten Behörden effizient zur Lösung der spezifischen Probleme im o.e. Sinne beitragen soll.

Construcţia de maşini, 31 (1979), nr. 12, 10 Abb

ДК : 338.05.621.753.1

Борза Д.Н. : **Методы голографической интерферометрии, применяемой в неразрушительном контроле.**

Работа представляет главные голографические интерферометрические методы, применямые в неразрушительном контроле : методы двойного открытия с посредничеством во времени и в реальном воемени. В случае интерферометрии реального типа делается подробный анализ положения, когда предмет вибрирует в положении, неисходном с тем во время регистрирования. Таким образом становятся явными многие аспекты, связанные с интерпретацией линий, с чувствительностью к изученному явлению и с стойкостью к пертурбациям. Дальше представлен ряд вкладов автора в улучшение контраста линий, как электронной переработкой телевизионного сигнала, так и фотопереработкой.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 19 фиг.

ДК : 338.05.621.753.1

Либал И., Ольтеану, М., Симион, Виорика : **Метод неразрушительной сортировки ферромагнитных материалов.**

Метод базируется на сравнении магнитноц промокаемости в конпенсационном монтаже, при переменном токе промышленной частоты, используя мост постоянного тока и магнитоэлектрический вольтметр с центральной осью и двусторонней шкалой. Был использован оригинальный аппарат, построенный коллективом Предприятия „Металул Рошу" — Клуж-Напока, при помощи которого выявляются разницы между сплавными элементами, в термической обработке и толщине стен. Полученные величины относительны ; они применяются лишь в отношении деталей — эталон.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 4 фиг., 1 табл., 6 докл.

ДК : 338.05.621.753.1

Молдован А. : **Ряд отметок о применении метода контроля с проникающими жидкостями к промышленной арматуре.**

Были контролированы 2400 реперов в условиях СТАС-а 10214—95 и ASTME — 165—65. Для классификации дефектов использовали стандартные фотографии (Е. 433—71) и данные ISCIR CR—6—78. Во время проб констатировали, что трещины и шлаковые включения выявляются и полученные данные очевидны. Газовые раковины, хотя нередко видны, не дают результатов при контроле с проникающими жидкостями, потому, что (когда дефект крупный по сравнению с его глубиной) при устранении жидкости с контролируемой поверхности устраняется и дефект. Определение соотношения между шириной дефекта и его глубиной позволило вы получение явного указания о дефекте.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 1 табл., 5 докл.

ДК : 338.05.621.753.1

Чоботару Ф., Вэдува К. : **Аспекты деятельности обычной лаборатории неразрушительного контроля.**

На основе накопленного опыта, авторы предлагают ряд мер, среди которых числятся :

— осуществление в стране ряда материалов, принадлежностей, аппаратов, необходимых для различных методов неразрушительного контроля :

— реактуализация технических данных, департаментальных норм и действующих норм охраны труда :

— создание в рамках комиссии неразрушительного контроля количества специалистов, который при содействии компетентных органов эффективно способствовал бы решению специфических проблем, в смысле вышеуказанных.

Construcţia de maşini, 31 (1979),
№ 12, 10 фиг.

Importanța metodelor de control nedistructiv pentru asigurarea calității produselor și îmbunătățirea proceselor tehnologice

Dr. ing. Marin **NĂSTASE**, prof. dr. ing. Dolphi **DRIMER** — Institutul Politehnic — București

Pentru controlul calității produselor, în afară de metodele clasice binecunoscute, cum sînt, de exemplu, analizele metalografice și chimice, încercările mecanice (statice sau dinamice), încercările tehnologice, de uzură etc., în ultima vreme s-au cercetat și introdus în practică noi metode de control, bazate pe diferite legi și principii fizice și care, avînd avantajul efectuării controlului produselor fără distrugerea acestora, au fost denumite metode de control nedistructiv (cu radiații penetrante, cu ultrasunete, diferite metode magnetice, cu curenți turbionari, cu lichide penetrante, cu neutroni termici, termografie și altele).

Importanța metodelor de control nedistructiv (CND) pentru asigurarea calității produselor și îmbunătățirea proceselor tehnologice rezultă ca o consecință logică din însăși sarcina trasată, în repetate rînduri, de către conducerea superioară de partid și de stat, sarcină privind creșterea continuă a calității produselor, respectiv trecerea de la cantitate la o nouă calitate superioară.

Rezultă, de asemenea, ca o consecință firească a cerințelor și confruntărilor actuale puse în fața producției industriale, în care calitatea reprezintă, tot mai pregnant, criteriul principal și competitiv, atît pe plan intern, cît și pe plan extern. Caietele de sarcini, normele, standardele, prescripțiile de recepție controlul calității au devenit tot mai severe, mai exigente.

Folosind un limbaj matematic, se poate spune că problema calității produselor reprezintă o funcție implicată de mai multe variabile, în a cărei rezolvare trebuie ținut seama de influența și intercondiționarea tuturor acestor variabile. Sau, apelînd la limbajul cibernetic, în procesul de „input" — „output", toți factorii care concură la obținerea unei calități corespunzătoare a produsului respectiv reprezintă legături în ambele sensuri, fiecare pune sau primește întrebări, furnizează sau primește rezolvări, acest proces avînd un caracter continuu și ținînd mereu spre acel „optimum".

Așadar, importanța obținerii unor produse de calitate superioară determină în mod implicit și importanța metodelor de control nedistructiv.

În practică, problema calității produselor ridică două aspecte distincte. Un prim aspect este cel privind ansamblul de măsuri (concepție, calcul și proiectare, alegerea materialelor adecvate, procesele tehnologice de fabricație, etc.) care să asigure calitatea corespunzătoare a produselor respective, măsuri pentru care răspunderea revine personalului din cercetare și proiectare și a celui din producție. Al doilea aspect este cel al constatării și atestării calității produselor, respectiv controlul calității, fie în stare de semifabricate, între diferitele faze ale procesului tehnologic, fie în stare finită, în conformitate cu prescripțiile, normele și clasele de calitate stabilite încă din faza de proiectare, și pentru care răspunderea revine personalului, pregătit în acest scop, din cadrul C.T.C.

Dar, noțiunea de „control" nu trebuie înțeleasă numai în sensul verificării concordanței proprietăților unui produs cu cele prescrise prin norme, standarde, etc. și a ne limita, ca atare, la constatare, că produsul este bun sau rău, ci trebuie reținut și rolul activ pe care trebuie să-l aibă „controlul",, acela de a cerceta cauzele care determină o producție de calitate necorespunzătoare și a căuta soluții care să conducă la o permanentă îmbunătățire a proceselor tehnologice. Iată deci că importanța controlului nedistructiv apare și trebuie luată în considerare și sub acest aspect, al contribuției pe care poate să și-o aducă la îmbunătățirea proceselor tehnologice.

Calitatea unui produs, definită ca ansamblul de proprietăți care fac ca un produs să fie apt pentru utilizarea căreia i-a fost destinat, trebuie tratată în consecință; astfel, o anumită calitate se va cere pentru oțelul destinat armăturilor de beton, o alta pentru oțelurile destinate construcțiilor de centrale atomo-electrice; o anumită calitate se va cere pentru piesele solicitate static și o alta pentru cele solicitate dinamic. Dacă ne referim, îndeosebi, la industria metalurgică și la cea a construcțiilor de mașini, existența unor defecte ascunse, interne sau la suprafață, în materialele sau piesele respective contribuie, după cum se știe, la micșorarea rezistenței acestora; uneori pot amorsa rupturi care să

ducă la avarii în timpul exploatării sau, și mai grav, să pună în pericol viața personalului de deservire sau a aceluia care folosește produsul respectiv.

Spre exemplificare, amintim că rupturile arborilor cotiți pornesc foarte des de la defectele interne care întrerupt fibrajul produs prin forjare; rotorii turbinelor cu aburi pot exploda datorită forței centrifuge, dacă aceștia conțin un număr prea mare de defecte, chiar foarte mici... etc.

Se știe însă că cele mai periculoase defecte sînt fisurile care tind să apară în urma contracțiilor termice la piesele turnate, forjate, laminate, sudate sau tratate termic; aceste fisuri reprezintă, în general, locul de amorsare a rupturii la piesa sau ansamblul respectiv în urma solicitării sale în exploatare, îndeosebi la solicitările ciclice, care pot duce la ruperi prin oboseală. Astfel, se explică faptul că în ultimul timp s-au întreprins studii și cercetări în legătură cu influența mărimii și naturii defectelor asupra rezistenței la rupere a pieselor în exploatare, în funcție de modul de solicitare, prin aceasta, dovedindu-se totodată — ceea ce subliniam cu circa 10 ani în urmă — necesitatea completării noțiunii de defectoscopie (detectarea defectelor), cu cea de defectologie industrială (studiul influenței defectelor).

Metodele de control nedistructiv au, așadar, ca sarcină primordială, detectarea defectelor, în vederea asigurării unei calități corespunzătoare a produselor, în concordanță cu prioritățile și gradul de siguranță în serviciu impuse de utilizarea căreia le sînt destinate.

Iată deci că utilizarea trebuie să fie — în final — judecătorul calității și, ca atare, prin prisma acestor considerații, urmează să fie privită legătura dialectică dintre nivelul de calitate impus și folosirea diferitelor metode de control nedistructiv.

În ceea ce privește nivelul de calitate necesar, acesta reprezintă de multe ori o problemă dificilă; proiectanții au tendința de a exagera și aceasta pentru a elimina, pe cît posibil, orice risc, în timp ce executanții (tehnologii) tind spre un nivel de calitate cît mai ușor de atins la procesul tehnologic respectiv. Desigur că cea mai bună rezolvare o reprezintă elaborarea de norme, în funcție de cerințele utilizării și de performanțele produselor similare pe plan internațional, elaborare la care avizul specialiștilor ce lucrează în control nedistructiv este pe cît de necesar tot pe atît de util.

Referitor la alegerea metodelor de control nedistructiv, pentru folosirea lor în diferitele cazuri ce le avem de rezolvat, atît proiectanții care le recomandă cît și cei care lucrează în CND și trebuie să le aplice în practică trebuie să pornească de la faptul că nici una din metode nu s-a putut impune cu o aplicabilitate generală ci, dimpotrivă, ele se completează reciproc. Ca atare este necesar să se cunoască foarte bine posibilitățile și sensibilitatea de detectare a defectelor — în funcție de natura, mărimea și poziția acestora — oferite de fiecare metodă, inclusiv aspectele legate de productivitate și economicitate. Din aceasta decurge, desigur, și necesitatea ca laboratoarele uzinale să posede un personal pregătit și să fie dotate pentru utilizarea mai multor metode, mai ales în situația unei producții variate. Am mai subliniat acest aspect și îl repetăm, deoarece unii proiectanți sau specialiști care lucrează în acest domeniu se rezumă de obicei la o singură metodă, aceea pe care o cunosc și o aplică curent.

Dintr-un alt punct de vedere, importanța controlului nedistructiv reiese și din faptul că poate constitui un mijloc eficace de acționare asupra prețului de cost, asupra productivității și, în final, asupra rentabilității. Astfel, de exemplu, detectarea defectelor între diferite faze ale procesului de fabricație poate conduce nu numai la măsuri pentru îmbunătățirea tehnologiei respective, dar și la micșorarea rebuturilor și evitarea de prelucrări ulterioare la piese necorespunzătoare. Așadar, deși obținerea și controlul „calității" unui anumit produs costă, totdeauna o întreprindere care va accepta în mod deliberat aceste costuri va cîștiga și va prospera mai mult decît alta care renunță la ele, considerînd că în felul acesta realizează „economii" desigur, false economii. Nu este o aberație atunci cînd se afirmă că, dintre două produse destinate aceleiași utilizări, cel de calitate bună costă, pînă la urmă, mai ieftin, pentru că dacă apelăm și la noțiunea de fiabilitate a produselor, apare evident că amortizarea postului la un produs de calitate mai bună se va repartiza pe o perioadă de timp mai mare și ca atare rata de amortizare pe unitatea de timp va deveni mai mică decît la un produs de slabă calitate.

Metodologic, efectuarea controlului nedistructiv reclamă două aspecte importante: justa aplicare și justa interpretare a rezultatelor pentru aceasta, personalul respectiv mai ales la cel căruia îi revin sarcini de interpretare și decizie în cadrul CTC-ului — trebuie să posede nu numai o temeinică experiență și cunoaștere la zi privind performanțele, metodologia, tehnica justei utilizări și aparatura cea mai adecvată fiecărei metode de control, dar trebuie să dețină și cunoștințele necesare în legătură cu caracteristicile de rezistență ale materialului și modul de solicitare, tehnologia de fabricație, defectele specifice tehnologiei

respective, cauzele care le produc și influența lor în condițiile de utilizare. Și, în plus, poate mai mult decît în alte sectoare de activitate, se cere a se lucra cu probitate, responsabilitate și conștiință profesională, indiferent dacă rezultatul controlului este sau nu materializat printr-un document. În fond, fiind vorba de calitatea produselor, este normal ca aceia ce o controlează, să desfășoare ei înșiși o muncă de calitate, după principiul că nu poți pretinde altora ceea ce tu însăți nu respecți.

În încheiere, reținînd deci importanța pe care o reprezintă controlul nedistructiv în asigurarea calității produselor și îmbunătățirea proceselor tehnologice, ținem să ne exprimăm convingerea că printr-o colaborare eficientă între proiectanți, tehnologi și specialiștii care lucrează în CND se poate ajunge la o cît mai justă aplicare a metodelor de control nedistructiv și, respectiv, la procese de fabricație în condiții optime din punct de vedere tehnic și economic. Și, pentru ca această colaborare să fie și competentă, rezultă necesitatea unei permanente ridicări a nivelului de cunoaștere în acest domeniu de specialitate.

Rezultă, de asemenea, necesitatea ca din partea forurilor de decizie — conducerile ministerelor, centralelor și intreprinderilor industriale — să se acorde o mai mare atenție și sprijin pentru organizarea dotarea cu aparatură corespunzătoare și instruirea personalului din laboratoarele uzinale pentru controlul nedistructiv al calității produselor, precum și pentru asimilarea în țara noastră de aparatură și materiale necesare în acest domeniu de activitate.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Noi posibilități de apreciere a performanțelor de detectabilitate ale filmelor radiografice

Dr. fiz. Vasile **POPA** — TMUCB Grupul de Șantiere Ploiești

Introducere

Experiența, practica îndelungată și, uneori, chiar rutina, ne-au obișnuit să apreciem calitățile de redare a imaginii înregistrate pe un film, prin mărimi deja cunoscute ca : granulație, gradient, contrast, rapiditate, definite prin curba sensiometrică a emulsiei fotosensibile. Aceste mărimi, furnizate de firmele producătoare de filme în vederea clasificării acestora după performanțele lor fotogarfice, nu pot răspunde direct la întrebarea pe care ne-o punem constant în practica radiografică industrială : dacă utilizăm filmul de tip **Z,** la radiografia unei piese de grosime Y, care va fi dimensiunea celei mai mici discontinuități pe care o putem înregistra în tehnica radiografică aplicată ? Cu alte cuvinte, tehnologia radiografică aplicată este eficientă, este capabilă ca imaginea radiografică furnizată să înregistreze și să vizualizeze cît mai multe discontinuități de structură a piesei cercetate și cu dimensiuni cît mai mici ? Evident că toate aceste întrebări converg spre noțiunea de detectabilitate radiografică.

Prin detectabilitate radiografică înțelegem capacitatea metodei radiografice de a materializa pe film înnegrirea multor discontinuități de dimensiuni cît mai mici, existente în structura materialelor cercetate și posibilitatea ca acestea să fie percepute vizual de către un interpretator.

Deci dacă vom putea completa noțiunile clasice folosite pentru aprecierea performanțelor emulsiilor fotosensibile, prin noțiuni legate de detectabilitatea emulsiei fotosensibile, de capacitatea filmului radiografic folosit într-o anumită tehnologie de control de a înregistra și reda discontinuități cu dimensiuni cît mai mici, evident că vom beneficia de un arsenal de mărimi legate mai strîns de cerințele practicii radiografice.

Acesta este scopul propus în cele ce urmează.

Considerații teoretice

Presupunînd că imaginea radiografică se formează urmînd principiile opticii geometrice [1] din cauza dimensiunilor finite pe care le are sursa de radiații, imaginea unei discontinuități de mărime ρ, în expunerea centrată, este structurată în două zone : una de umbră, clar conturată, de lățime η și alta de penumbră, de lățime π, dispusă în prelungirea conturului net al zonei de umbră, avînd tendința de a lăți imaginea radiografică ; zona de penumbră este generată de acea parte a fasciculului de radiații care interacționează cu marginile discontinuității.

În figura 1 este ilustrat, schematic, modul de formare a imaginii radiante în cazul în care sursa de radiații are o formă discoidală, avînd diametrul Φ mai mare decît dimensiunea discontinuității considerate.

Convenind să exprimăm detectabilitatea prin mărimea zonei de umbră a înnegririi discontinuității, se poate scrie relația [2].

$$\eta = \frac{F}{F-d}\cdot\rho - \frac{d\Phi}{F-d} \quad [\text{mm}], \qquad (1)$$

în care F este distanța de expunere iar d distanța de obiect.

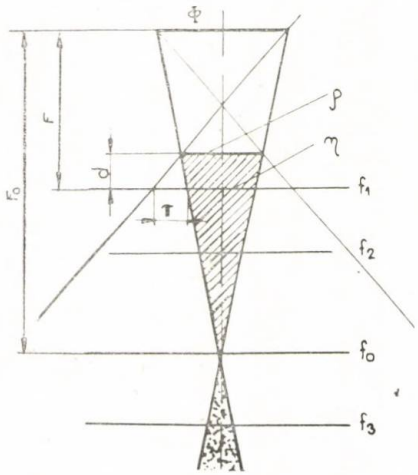


Fig. 1 Formarea imaginii radiante a unei discontinuități de dimensiunea ρ, în expunere centrată cu o sursă de formă discoidală de diametru Φ, în ipoteza că $\Phi > \rho$. F = distanța de expunere; d = distanța obiect; η = lățimea zonei de umbră a imaginii; π = lățimea zonei de penumbră a imaginii; f1, f2, f3 = planele pe care se proiectează imaginea radiantă; f_0 reprezintă planul pentru care lățimea zonei de umbră a imaginii radiante a discontinuității se anulează.

Numim funcția (1), liniară în rapot cu ρ, **funcția detectabilității.**

Evident că într-o geometrie de expunere invariabilă cantitățile:

$$a = \frac{F}{F-d}; \quad b = \frac{d\Phi}{F-d} \quad [\text{mm}], \qquad (2)$$

sînt constante în raport cu mărimea discontinuității depinzînd numai de factorii geometrici specificați în legenda figurii 1. Reprezentarea

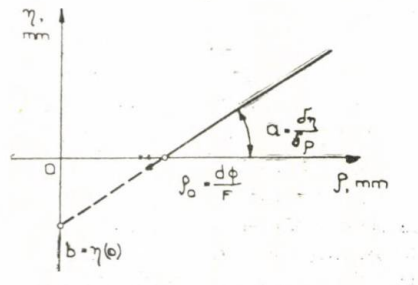


Fig. 2 Reprezentarea grafică a funcției detectabilității

grafică a funcției detectabilității (1) ilustrată în figura 2 este o dreaptă care intersectează axa absciselor în punctul:

$$\rho_0 = \frac{b}{a} = \frac{d\Phi}{F-d} \quad [\text{mm}], \qquad (3)$$

Numim punctul de abscisă ρ_0, **limita de detectabilitate** pentru discontinuitatea considerată, într-o geometrie de expunere bine definită. Limita de detectabilitate într-o geometrie dată reprezintă dimensiunea minimă a unei discontinuități, de la care imaginea radiantă începe să formeze în planul filmului. Astfel, intervalul de valori ale lui ρ

$$\rho \in [0;\ \rho_0]; \quad \rho_0 = \frac{d\Phi}{F-d} \quad [\text{mm}] \qquad (4)$$

poate fi numit **interval de neînregistrare** al imaginii radiante [3] și corespunde situației în care conul de umbră al imaginii discontinuității este invers (fig. 1).

Dacă vom considera un set de discontinuități de diferite dimensiuni, imaginea radiantă a acestora, realizată într-o geometrie de expunere invariantă, permite vizualizarea unei lățimi minime a zonei de umbră a imaginii, η_v, corespunzătoare unei discontinuități de minimă dimensiune, ρ_v; toate celelalte discontinuități cu dimensiuni $\rho > \rho_v$ vor fi vizibile integral pe imaginea realizată. Din aceste motive putem numi mărimea η_v drept **limită** de vizibilitate a discontinuității, iar ρ_v **dimensiunea minimă a discontinuității vizibilă radiografic** în condiții de geometrie de expunere dată. Prin analogie cu (4) intervalul:

$$\rho \in [\rho_0:\ \rho_v] \quad [\text{mm}], \qquad (5)$$

se poate numi **interval de invizibilitate** al discontinuității în geometria considerată.

Deoarece în practica industrială distanța de expunere, F, este mult mai mare decît distanța de obiect, d, funcția detectabilității (1) și factorii (2) vor deveni în aproximație $F \gg d$:

$$\eta = \rho - \frac{\Phi}{F}\cdot d \quad [\text{mm}], \qquad (6)$$

$$a = 1; \quad b = \frac{d\Phi}{F} \quad [\text{mm}], \qquad (7)$$

Relațiile (6) și (7) ilustrează dependența detectabilității, η, de dimensiunea discontinuității ρ, și de parametrii geometrici ai expunerii. Menținînd invariantă distanța de expunere, F, pentru o sursă de radiații dată, relația (6) va descrie dubla dependență a detectabilității de mărimea discontinuității și distanța sa față de planul filmului:

$$\eta = \rho - c\cdot d \quad [\text{mm}]; \quad c = \frac{\Phi}{F} = \text{const.} \qquad (8)$$

În cazul unei discontinuităţi artificiale de tip filiform aşezată pe faţa unei piese etalon de oţel de grosime s, pe partea dinspre sursa de radiaţii, evident că distanţa de obiect, d, va fi egală cu grosimea s a materialului atenuator. Procesul de formare a imaginii radiografice a unei asemenea discontinuităţi va fi influenţat de procesele de interacţiune generate de trecerea fasciculului de radiaţii atît prin piesa etalon cît şi prin emulsia fotosensibilă a filmului radiografic. Evident că şi în acest caz imaginea radiografică va fi formată tot din două zone, de umbră şi de penumbră, dar cu o altă distribuţie între ele, distribuţie determinată de proprietăţile emulsiei fotosensibile a filmului şi de acţiunea nedorită a fenomenului de împrăştiere a radiaţiilor în piesa atenuatoare de oţel. Din aceste motive funcţia de detectabilitate o vom scrie sub forma :

$$\eta(s, \varepsilon) = \rho(s, \varepsilon) - c \cdot s \ [\text{mm}], \qquad (9)$$

unde ε reprezintă un parametru care caracterizează natura emulsiei fotosensibile. Limita de vizibilitate a discontinuităţii va fi legată de dimensiunea minimă a discontinutăţii vizibilă radiografic printr-o relaţie de aceeaşi formă :

$$\eta_v(s, \varepsilon) = \rho_v(s, \varepsilon) - c \cdot s \ [\text{mm}]. \qquad (10)$$

Mai departe, luînd în consideraţie faptul că vizualizarea unei discontinuităţi depinde şi de nivelul expunerii radiografice, funcţia detectabilităţii va fi completată astfel :

$$\eta_v(s, \varepsilon, \beta) = \rho_v(s, \varepsilon, \beta) - c \cdot s \ [\text{mm}], \qquad (11)$$

unde B reprezintă doza de radiaţii recepţionată de emulsia fotosensibilă în timpul expunerii. Ultima relaţie descrie mai complet dependenţa funcţională a detectabilităţii de mărimile care o determină şi acţionează asupra ei.

Consideraţii experimentale

Relaţiile teoretice prezentate în prima secţiune pot fi investigate experimental pe două fronturi :

a) determinarea limitei de vizibilitate a discontinuităţilor, η_v, prin microfotometrarea curbelor de distribuţie a densităţii optice de înnegrire în imaginea radiografică a discontinuităţilor. Pe această cale pot fi reprezentate şi analizate relaţiile funcţionale de tipul (11). Această metodă însă, este mai laborioasă, impune postularea unor ipoteze de măsură şi necesită aparate de trasarea curbelor microfotodensiometrice care nu intră în dotarea laboratoarelor uzinale ;

b) determinarea, prin interpretare la negatoscop, a discontinuităţii de minimă dimensiune vizibilă pe radiografie, ρ_v. Aplicarea acestei metode [3, 4, 5] permite investigarea parţială a relaţiilor funcţonale (11) punînd la îndemînă un instrument de studiu al dependenţei funcţionale de tipul :

$$\rho_v(s, \varepsilon, \beta) = 0 \qquad (12)$$

Metoda este aproximativă dar are avantajul că poate fi aplicată în orice laborator de radiografie industrială iar erorile pe care le introduce sînt practic neglijabile. Din aceste motive, pentru investigaţia experimentală a funcţiei (12) vom aplica această metodă.

Pentru realizarea experimentului s-au luat în considerare sursele de radiaţii gama **Ir—192**

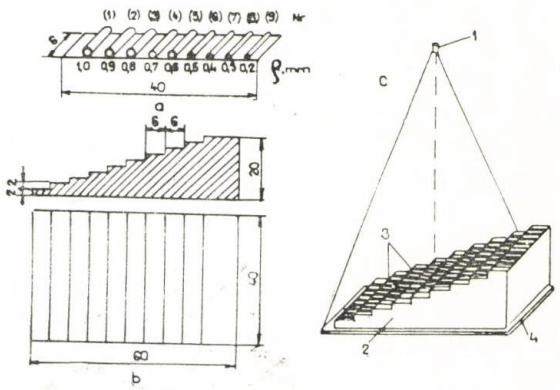


Fig. 3 Piesa de probă formată dintr-un bloc de OL 35 cu o gamă de grosimi cuprinse între 2 şi 20 mm. şi un set de sîrme de oţel cu diametre între 0,2 şi 1 mm. (1 — surse de radiaţii ; 2 — bloc de oţel ; 3 — set de sîrme ; 4 — filmul).

furnizate de industria autohtonă şi filmele **STRUCTURIX D 5,** în următoarea dispunere experimentală :

a) sursele de radiaţii de formă cilindrică, ecranate cu plumb astfel încît să se realizeze o suprafaţă radiantă cu diametrul $\varnothing$ = 4 mm ;
b) piese de probă : (α) bloc de **OL 35** cu o gamă de grosimi cuprinse între 2 şi 20 mm ; (ß) set de sîrme de oţel cu diametre variabile între 0,2 şi 1 mm (fig.3) ;
c) geometria de expunere invariabilă, distanţa de expunere F = 500 mm., cu expuneri succesive în timpi diferiţi pentru realizarea unor doze de expunere diferite ;
d) folii de plumb **STRUCTURIX ;**
e) prelucrarea filmelor în condiţiile standard impuse de furnizor.

Rezultatele obţinute

Imagini radiografice ale piesei de probă (fig. 3) au fost supuse la două serii de investigaţii :

— măsurarea densităţii optice de înnegrire, D, corespunzătoare fiecărei trepte de grosime a materialului atenuator ;
— identificarea firului de oţel cu cel mai mic diametru care poate fi observat pe o anumită treaptă de grosime a piesei de probă, corespunzător unui anumit nivel al densităţii optice de înnegrire. Această interpretare a fost făcută de patru observatori ale căror rezultate au fost mediate.

Prelucrarea rezultatelor furnizate de aceste investigații a permis trasarea următoarelor diagrame funcționale :

a) densitatea optică de înnegrire funcție de grosimea materialului atenuator pentru expuneri constante (fig. 4). Diagrama obținută reprezintă dependența funcțională $D = f(s)_{t=ct}$ și permite corelarea valorilor grosimii de material (atenuator de nivelul densității optice de înnegrire și timpul de expunere corespunzător ;

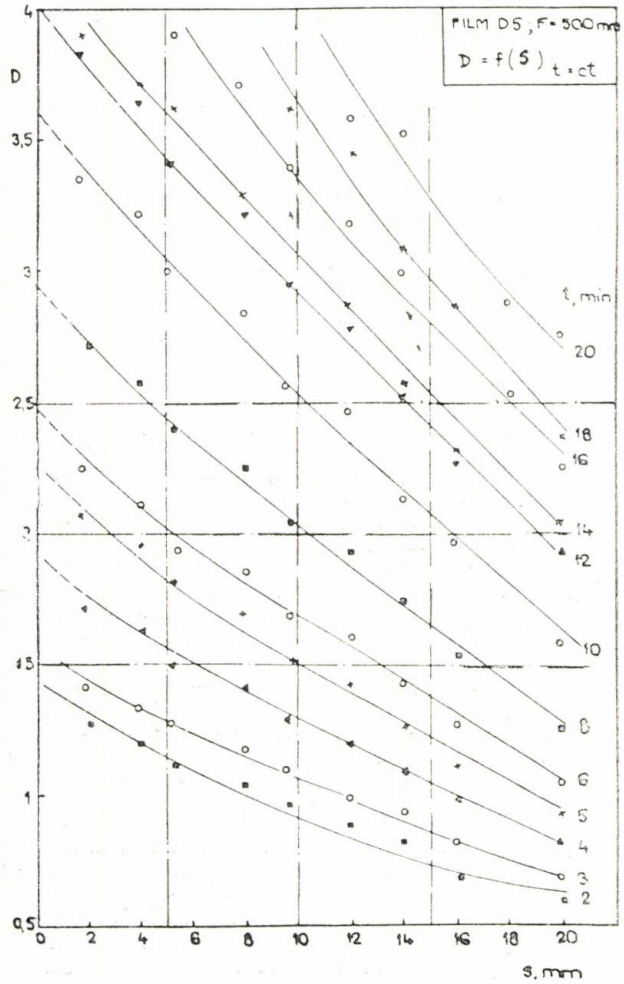


Fig. 4 Densitatea de înnegrire a imaginii funcție de grosimea materialului atenuator pentru expuneri constante.

b) curbele sensitometrice ale filmului utilizat, pentru grosimi constante de material : $D = f(\log B_{0r})$. Familia acestor curbe **(fig. 5)** reprezintă curbele caracteristice clasice pe care le furnizează firmele producătoare de filme radiografice ;

c) caracteristicile discontinuitate minimă — timp de expunere, pentru grosimi constante **(fig. 6) :** $\rho_v = f(t)$. Aceste curbe corelează dimensiunea minimă a discontinuității, vizibilă radiografic, de timpul de expunere. Se observă că în domeniile expunerilor utile 0—20 mm, funcțiile $\rho_v(t)$ prezintă un minim pentru dimensiunea discontinuității vizibilă radiografic, corespunzător unei anumite valori a timpului de expunere ;

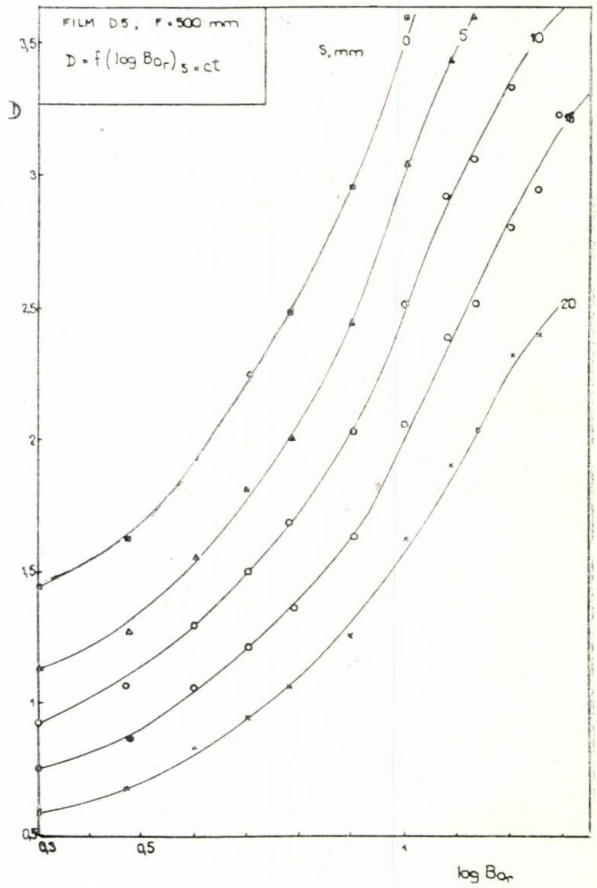


Fig. 5 Familia de curbe caracteristice ale filmului pentru grosimi constante de material.

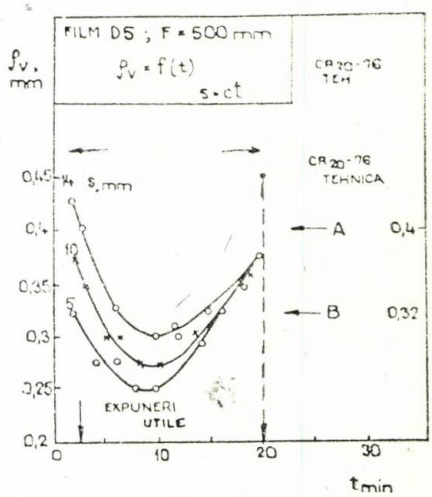


Fig. 6 Caracteristicile defect minim — timp de expunere pentru grosimi constante de material.

d) caracteristicile de maximă detectabilitate reprezentate în figura 7 prin familia curbelor $\rho_v = f(\log B_{0r})$ pentru grosimi constante de material. Curbele sînt asemănătoare curbelor sensitometrice ale filmului deoarece densitatea optică de înnegrire este înlocuită prin dimen-

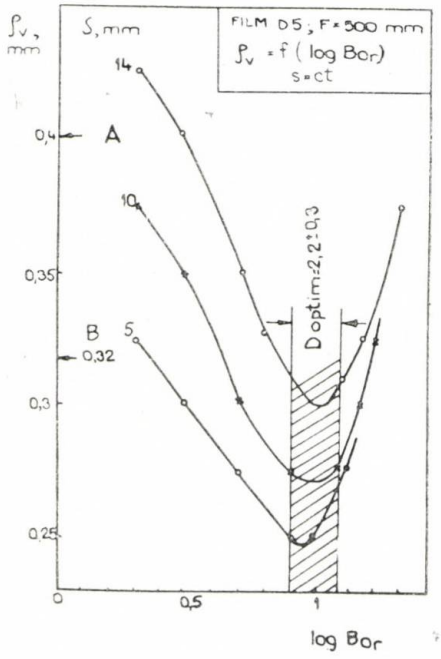


Fig. 7 Caracteristicile de maximă detectabilitate pentru grosimi constante de material

siunea minimă a discontinuității vizibilă radiografic, mărime care este mult mai accesibilă practicianului. Aceste curbe, corelate cu caracteristicile sensiometrice ale filmului (fig. 5), permite determinarea nivelului optim de înnegrire a filmului pentru realizarea unui maxim de detectabilitate. În cazul cercetat densitatea optică de înnegrire are valoarea optimă $D_{optim} = 2{,}2 \pm 0{,}3$;

e) curba de detectabilitate (fig. 8) care exprimă dependența $\rho_v = f(s)_{D\,optim}$ realizează corelarea între dimensiunea

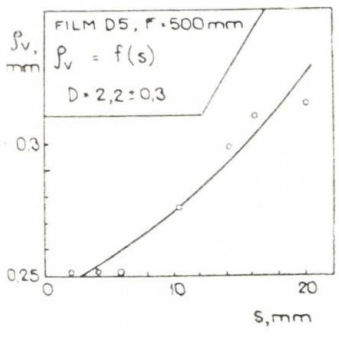


Fig. 8 Curbele de detectabilitate pentru densitate de înnegrire optimă.

minimă a discontinuității și grosimea materialului atenuator pentru expunere optimă. Curba obținută împarte planul coordonatelor ρ_v și s în două regiuni : sub curbă, regiunea de „invizibilitate" a discontinuităților, iar deasupra curbei regiunea de percepție vizuală. Evident că valorile minime ale discontinuităților percepute vizual pe radiografie sînt distribuite de-a lungul curbei de detectabilitate radiografică.

Concluzii

Investigațiile relației funcționale (12) efectuate prin metoda experimentală descrisă, conduc la definirea unor noțiuni noi în radiografia industrială. Aceste noțiuni noi sînt : funcția de detectabilitate η, limita de neînregistrare, ρ_0, dimensiunea minimă a discontinuității vizibilă radiografic, caracteristica discontinuitate minimă — expunere, $\rho_v = f(t)$, caracteristica de maximă detectabilitate, $\rho_v = f(\log B_{0r})$ și curba de detectabilitate, $\rho_v = f(s)$.

Marele avantaj pe care-l aduce introducerea și folosirea acestor noțiuni noi în radiografia industrială este determinat de faptul că se operează direct cu mărimi obiective mai apropiate de practica radiografică. Evident că unui practician curbele de detectabilitate maximă de tipul celor reprezentate în figura 7 îi vor furniza întotdeauna informații mai multe și mai concrete decît informațiile pe care le-ar obține în același timp din studiul curbelor sensitometrice clasice pe care le furnizează firmele producătoare de filme radiografice, de tipul celor din figura 5.

De asemenea, curbele de detectabilitate de tipul celei prezentate în figura 8 îi permit să cunoască într-un timp foarte scurt, a priori, multe informații cu privire la eficiența metodei radiografice ce urmează a fi folosită în rezolvarea unei anumite probleme. În mod asemănător, familia curbelor de tipul celor prezentate în figura 6 precizează clar domeniul de variație al timpului de expunere, mărimea cea mai concretă a expunerii pentru practician, pentru realizarea unei radiografii apte să furnizeze informații precise asupra celor mai mici discontinuități detectate radiografic.

Plecînd de la aceste argumente considerăm că este necesară completarea noțiunilor clasice ale sensiometriei filmului radiografic cum sînt gradient, curbă sensiometrică cu noțiunile noi, derivate din noțiunea de detectabilitate : curba caracteristică de maximă detectabilitate și curba de detectabilitate. Toate aceste noțiuni pot forma un instrument și o metodă obiectivă și eficace în vederea aplicării metodei radiografice cu randament sporit în rezolvarea unor probleme puse de industrie.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : Radiography in Modern Industry, New-York, Eastman-Kodak, 1963.

[2] *Popa, V.* : Considerations sur quelques problèmes de géométrie d'expositions en radiographie industrielle, R.I.L.E.M., Mamaia, 4—7 sept. 1974.

[3] *Popa, V.* : Contribuții la dezvoltarea și aplicarea metodei gamagrafice la controlul nedistructiv al oțelurilor cu surse de Ir-192. Teză de doctorat, I.F.A., București 1974.

[4] *Popa, V.* : Influența materialului atenuator asupra detectabilității radiografice, Conf. Dezvolt. Industr. a Tehnologiilor Neconvenționale, 22—25 nov. 1977, București.

[5] *Popa, V.* : Probleme practice ale radiografiei industriale cu radiații X și γ, Ed. Tehnică, București, 1978.

CZ : 338.05 : 621 753.1

O metodă practică și economică pentru determinarea timpului de expunere în radiografia industrială

Dr. ing. Marin **NĂSTASE** — Institutul Politehnic București

În controlul nedistructiv al calității produselor industriale prin metoda radiografică, prima problemă care se pune este cea a alegerii judicioase — pe cît posibil optimă — a combinației sursă de radiații (X sau gama) și film radiografic. Această alegere se face în funcție de natura și grosimea materialului examinat astfel încît — dat fiind că este vorba de controlul calității — prioritatea să revină criteriului privind sensibilitatea de detectare a defectelor (calitatea imaginii radiografice).

Odată făcută această alegere, apare cea de a doua problemă: cunoașterea timpului de expunere pentru a se obține densitatea de înnegrire luată în considerare în cadrul criteriului privind calitatea imaginii; timpul de expunere se referă astfel la cel de al doilea criteriu, cel al rapidității (productivitatea).

Determinarea timpului de expunere (T) se poate face cu ajutorul formulelor de calcul existente în literatura de specialitate care, însă, fiind mai dificilă și incomodă s-a trecut la folosirea diferitelor abace în care sînt date expunerile (în A. min, pentru radiațiile X și Ci ore pentru radiațiile gama) în funcție de grosimea materialului examinat. Astfel de abace cu curbe de expunere, sub formă de drepte, sînt date de diferite firme furnizoare de filme radiografice sau de aparatură de control cu radiații roentgen sau gama.

O primă observație este aceea că aceste curbe nu sînt drepte ci ele reprezintă o curbă oarecare. Explicația este simplă: reprezentarea grafică a acestor curbe este semilogaritmică și cunoscînd că:

$$T = f\left(e^{\mu_l \cdot x}\right) \qquad (1)$$

curbele respective ar fi drepte numai dacă valorile coeficientului liniar de atenuare a radiațiilor în material, la fascicul larg (μ_l) — cazul real întîlnit în practică radiografiei industriale — ar fi constante în funcție de grosimea materialului (x); ori, s-a demonstrat teoretic și experimental că coeficienții de atenuare variază atît cu natura și grosimea materialului examinat, cît și cu energia și spectrul radiației folosite, cu tipul de ecranare intensificatoare utilizate și cu condițiile geometrice de expunere [1].

O a doua observație constă în aceea că astfel de abace nu sînt valabile decît pentru tipul de emulsie (film) pentru care au fost elaborate și numai dacă în continuare caracteristicile filmului vor rămîne constante și dacă în practică se vor respecta toate condițiile în care s-au făcut determinările experimentale pentru ridicarea respectivelor abace (ceea ce este greu de presupus).

Iată deci că specialiștii care lucrează în acest domeniu trebuie să manifeste atenție și discernămînt înainte de a trece la folosirea unor astfel de abace.

Pornind de la aceste considerente și prelucrînd rezultatele unor studii și cercetări proprii anterioare, s-a elaborat o nouă metodă practică și economică pentru determinarea timpului de expunere în radiografia industrială.

În laboratoarele uzinale, în care se efectuează controlul calității produselor prin metoda radiografică, se întîmpină, de obicei, următoarele dificultăți:

— utilizarea abacelor de care am amintit anterior nu este eficientă în cazul trecerii la alte condiții de examinare și de altfel nici nu s-ar putea acoperi prin această metodă diversitatea de condiții și de cazuri ce se ivesc în producție; din această cauză se pierd multe filme care sînt fie subexpuse, fie supraexpuse;

— se pierde timp și material cu încercările necesare pentru a determina timpul de expunere pentru alte cazuri concrete ce se cer a fi rezolvate;

— în producție nu se dispune, în general, de timp și de posibilități pentru a efectua — în mod sistematic și după o metodologie adecvată — încercări sensitometrice.

Pentru depășirea acestor dificultăți în conturarea noii metode s-a pornit de la următoarele ipoteze:

— specialiștii care aplică curent în producție metoda de control cu radiații penetrante posedă în colecția lor de radiografii exemplare reușite (etalon), cu o densitate de înnegrire $D = 1 \div 3$ (normal $D = 2$) și care corespund din punct de vedere al sensibilității de detectare a defectelor (calitatea imaginii);

— este de dorit însă să se transpună aceste rezultate bune și la radiografierea altor piese cu grosimi diferite și în aceleași condiții de lucru (sursa de radiații, tipul de film, ecranele intensificatoare, condiții de developare. etc) ;

— această transpunere să se poată face ușor și expeditiv.

Să presupunem că timpul de expunere T_1 este cel corespunzător radiografiei de referință (etalon) și că trebuie determinat timpul T_2 necesar pentru expunerea unei piese din același material, sau alt material, cu grosime diferită.

Dozele de radiații care ajung să impresioneze filmul radiografic, în cele două cazuri, sînt date de expresiile :

$$E_1 = \frac{I_1 \cdot T_1}{F_1^2} e^{-\mu_{l_1} \cdot x_1} = \frac{I_1 \cdot T_1}{F_1^2} \cdot \frac{1}{e^{-\mu_{l_1} \cdot x_1}} \quad (2)$$

$$E_2 = \frac{I_2 \cdot T_2}{F_2^2} \cdot e^{-\mu_{l_2} \cdot x_2} = \frac{I_2 \cdot T_2}{F_2^2} \cdot \frac{1}{e^{-\mu_{l_2} \cdot x_2}} \quad (3)$$

în care :

$\frac{I_1 \cdot T_1}{F_1^2}$ și $\frac{I_2 \cdot T_2}{F_2}$ reprezintă dozele de radiații la suprafața piesei, I_1 și I_2 fiind activitatea în Ci a surselor de radiații gama sau intensitatea curentului în mA la radiații roentgen, T_1 și T_2 timpii de expunere, F_1 și F_2 distanțele sursă-film ;

u_{l_1} și u_{l_2} — coeficienții de atenuare [cm^{-1}] la fasciculul larg, ale căror valori le-am determinat experimental pentru o serie de surse de radiații și pentru oțel și aluminiu [1] ;

x_1 și x_2 — grosimile pieselor, [cm].

— Pentru a avea aceeași densitate de înnegrire în ambele cazuri, trebuie ca dozele de radiații care ajung să impresioneze filmul să fie egale ($E_1 = E_2$), astfel că din relațiile (2) și (3) deducem:

$$I_2 \cdot T_2 = I_1 \cdot T_1 \frac{F_2^2}{F_1^2} \cdot \frac{e^{-\mu_{l_2} \cdot x_2}}{e^{-\mu_{l_1} \cdot x_1}} \quad (4)$$

care reprezintă relația de calcul a timpului de expunere T_2 în funcție de timpul T_1.

Notînd :

$$e^{\mu_l \cdot x} = R_x = \varphi(x) \quad (5)$$

și înlocuind în relația (4), obținem :

$$I_2 \cdot T_2 = I_1 \cdot T_1 \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2} \cdot \frac{R_{x_2}}{R_{x_1}} \quad (6)$$

În cazul în care $I_2 \neq I_1$, vom obține valori ale produsului $I_2 \cdot T_2$ [mA. min sau în Ci. ore] și în funcție de noua valoare (I_2) a curentului [mA] la radiații roentgen, sau a activității [Ci] la radiațiile gama, vom putea determina valoarea lui T_2 ; dacă și $F_2 \neq F_1$, se face corecția respectivă.

În cazul în care vom folosi aceleași condiții de expunere ca sursă de radiații ($I_2 = I_1$) și ca distanță sursă — film ($F_2 \neq F_1$), atunci relația (6) devine :

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{R_{x_2}}{R_{x_1}} \quad (7)$$

Valorile calculate ale lui R_x și care pot fi folosite în aplicarea acestei metode, sînt date în tabelul 1 pentru radiațiile X, la diferite tensiuni ale tubului roentgen și diferite grosimi de oțel ; din acest tabel se poate observa și domeniul ce se poate examina la o anumită tensiune.

În tabelul 2 sînt date valorile lui R_x pentru radiațiile de **Co—60** și diferite grosimi de oțel și de aluminiu, iar în tabelul 3 valori ale lui R_x pentru radiații **Ir — 192** și — de asemenea — diferite grosimi de oțel și de aluminiu.

Aceleași rezultate sînt redate și grafic în figurile 1, 2 și figura 3.

Verificînd aplicarea metodei pe rezultate experimentale efectuate în acest scop, s-a constatat că se obțin rezultate suficient de satisfăcătoare.

Radiații X *Tabelul 1*

$x_{(OL)}$, cm	0,2	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
R_x la 80 kV	9,806	143,6									
R_x la 100 kV	3,920	19,61	77,87	380,0							
R_x la 120 kV	2,573	7,783	20,49	60,95	177,7						
R_x la 150 kV		4,323	8,542	18,50	40,05	83,52	169,0				
R_x la 200 kV		2,863	4,618	8,009	13,65	23,34	38,86	99,49			
R_x la 300 kV			3,108	4,660	7,001	10,36	15,06	31,44	66,69	142,0	
R_x la 400 kV			2,638	3,777	5,302	7,445	10,29	19,30	36,60	67,90	123,5

Radiații Co—60

Tabelul 2

x, cm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R_x — oțel	1,271	1,616	2,055	2,616	3,320	4,221	5,365	6,821	8,671	11,02
R_x — aluminiu	1,092	1,192	1,302	1,422	1 553	1,696	1,852	2,022	2,208	2,411

	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	14,01	17,81	22,65	28,79	36,60					
	2,633	2,875	3,139	3,428	3,732	4,088	4,464	4,874	5,323	5,812

Radiații Ir — 192

Tabelul 3

x, cm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R_x — oțel	1,763	2,974	4,933	8,134	13,33	21,85	36,02	59,63	98,50	164,0
R_x — aluminiu	1,253	1,501	1,822	2,199	2,651	3,184	3,808	4,536	5,382	6,424

	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
R_y — aluminiu	7,652	9,098	10,80	12,78	15,11	17,815	21,33	25,53	30,57	36,50

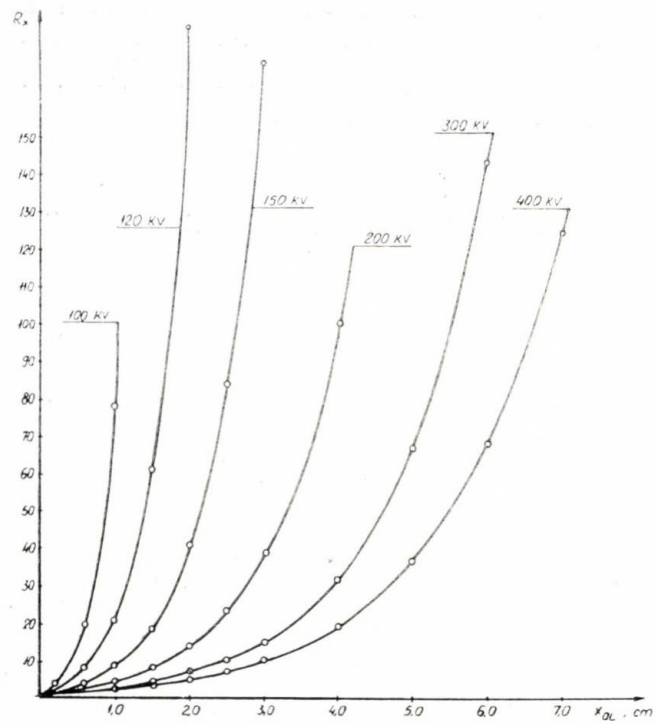


Fig. 1

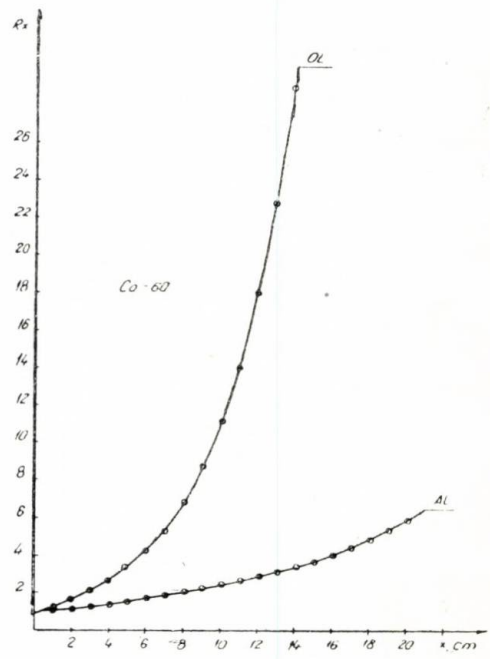


Fig. 2

Metoda prezentată presupune însă — așa cum s-a arătat — cunoașterea coeficienților de atenuare la fascicul larg μ_l care, implicit, cuprind și influențele altor parametri ce intervin în radiografia industrială.

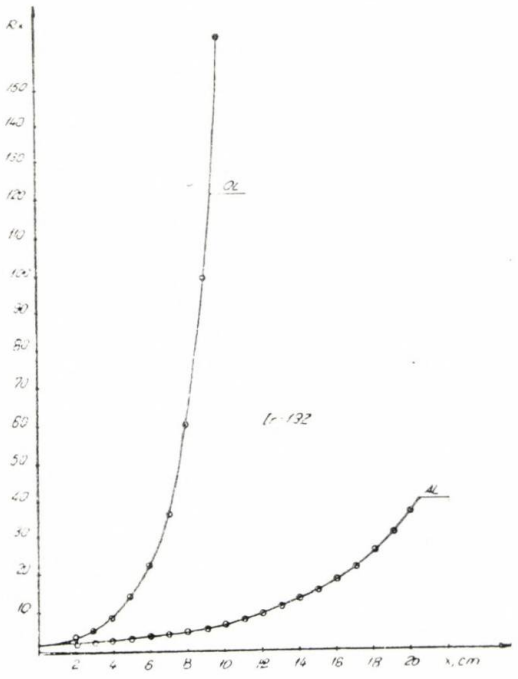


Fig. 3

În concluzie se consideră deci că aplicarea în practică a acestei metode poate conduce la rezultate îmbunătățite și la economie de timp și material.

Exemplificare

Să presupunem că radiografia de referință a fost făcută cu radiații X pentru o piesă din oțel cu grosimea de 1 cm la o tensiune de 150 kV (pentru care se cunoaște produsul $I_1 \cdot T_1$) și dorim să radiografiem o piesă cu grosimea de 3 cm și cu o tensiune de 200 kV, pentru a cărei expunere trebuie să cunoaștem noul produs $I_2 \cdot T_2$, în mA.min. În cazul în care se va păstra aceeași distanță focală, ținînd seama de relația (6) și de valorile date în tabelul 1 pentru R_{x_1}, aferent tensiunii de 150 kV și grosimii de 1 cm, și R_{x_2} aferent tensiunii de 200 kV și grosimii de 3 cm, vom avea :

$$I_2 \cdot T_2 = I_1 \cdot T_1 \cdot \frac{R_{x_2}}{R_{x_1}} = I_1 \cdot T_1 \cdot \frac{38{,}86}{8{,}542} = 4{,}55\ I_1 \cdot T_1$$

Dacă se păstrează același curent, în mA, la tubul roentgen ($I_2 = I_1$), atunci :

$$T_2 = 4{,}55\ T_1$$

În mod similar se procedează și în cazul radiațiilor de **Co—60** și **Ir—192** (vezi tabelele 2 și 3), fie că se schimbă numai grosimea piesei de radiografiat, fie că se schimbă și materialul (de la oțel la aluminiu sau invers). La radiațiile gama, atunci cînd a trecut un anumit timp între expunerea făcută pentru radiografia de referință și cea care urmează a fi făcută, trebuie ținut seama de reducerea activității sursei de radiații (timpul de înjumătățire) și deci I_2 fiind diferit de I_1 urmează a se face corelația necesară.

În cazul în care grosimea piesei ce urmează a fi radiografiată este cuprinsă între două grosimi din cele date în tabelele 1, 2 și 3, atunci valoarea lui R_x se poate afla prin interpolare (fig. 1, 2, și fig. 3).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Năstase, M. G.* : Bazele defectoscopiei radiologice. Ed. Academiei R.S.R., 1970.

CZ : 338.05 : 621.753.1 : 629.114.5

Controlul nedistructiv al unor elemente componente din construcția autobuzelor prin metoda radiografică

Dr. ing. Nicolae **ANGHELEA**, ing. Adrian **IACOBI**, ing. Aurel **OPRESCU** — Intreprinderea „Autobuzul" București

În cadrul punților independente față, la autobuzele fabricate de întreprinderea noastră, sistemul de prindere al suportului fuzetă de șasiu este asigurat cu ajutorul unor brațe inferioare și superioare. Acest sistem de patru brațe asigură oscilația roții în timpul rulajului și împreună cu un sistem supapă-recipient-burduf sau arc elicoidal compun suspensia față — (vezi fig. 1).

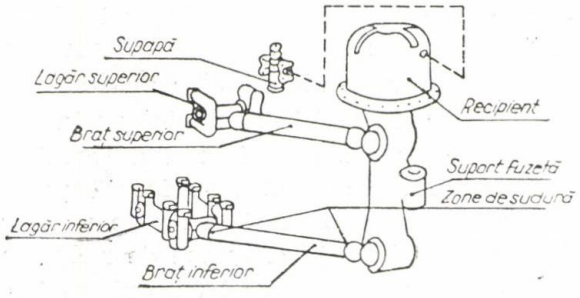


Fig. 1

Din considerente tehnologice, execuția brațelor — elemente de siguranță a circulației — au fost proiectate și executate în construcție sudată din două piese de capăt și o bară. (fig. 2).

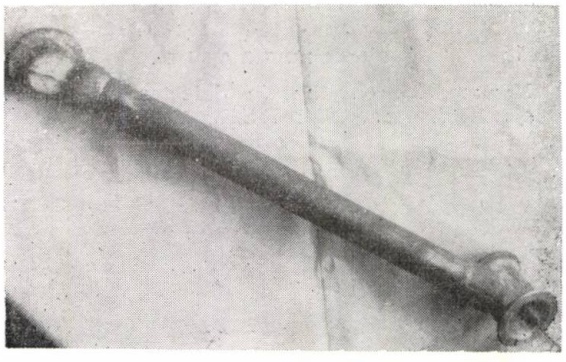


Fig. 2

Sudura 5 $\widehat{V}$ 150, asigurînd îmbinarea celor trei poziții, este executată cu agregat **ESAB 250** în mediu CO_2. Capetele reperului sînt din **OLC 35** realizate prin forjare, piesa de legătură fiind **OLT 45.** Pentru a avea asigurată execuția la nivelul cerut de securitatea rutieră, au fost testate regimurile de sudură și personalul executant, stabilind și norme pentru defecte și control radiografic pe loturi de fabricație. Operația de control radiografic și interpretarea filmelor s-a efectuat la Institutul de Fizică și Inginerie Nucleară — secția defectoscopie.

Sensibilitatea radiografică, exprimă prin raportul celor mai mici diferențe de grosime vizibile pe film și grosimea totală a materialului :

$$S[\%] = \frac{\triangle g}{g} 100, \quad \text{unde}$$

$\triangle g$ — diferența minimă de grosime defectabilă ;

g — grosimea piesei, este pentru cazul nostru 2.

Ca sursă de iradiere se folosește **Ir. 192,** filmele fiind de dimensiunile 10 x 24 cm de tip **Ag fa — Gevaert Structurix D.7.**

Interpretarea defectelor se face după normele **ISCIR CR 20—76** și condițiile stabilite experimental printr-o indicație gen „Normă de produs" care prevede condiții restrictive, amenințînd însă :

— incluziuni de gaze ;
— incluziuni solide ;
— nepătrunderi ;
— resturi la rădăcină.

În perioada primelor experimentări au fost studiate și categorisite ca neacceptabile fisurile.

În paralel cu verificările radiografice au continuat testările, supunîndu-se piesele la solicitări dinamice — pulsatorii, șocuri, probe pe cele două autobuze destinate încercărilor, executînd secțiuni în zonele de rupere și în zonele indicate a avea defecțiuni la controlul nedistructiv.

Redăm în figurile 3 și 4 eșantioane în care apar defecțiuni la piese supuse încercărilor.

Menționăm faptul că probele mecanice și studiul au apărut ca necesare, pe parcursul fabricației cînd s-au constatat și stabilit limitele pînă la care piesele (pentru coeficientul de siguranță luat de proiectant) permit existența imperfecțiunilor în cordon.

Au fost reconfirmate inacceptibilitatea existenței fisurilor și posibilitatea existenței incluziunilor de gaze, incluziunilor solide și

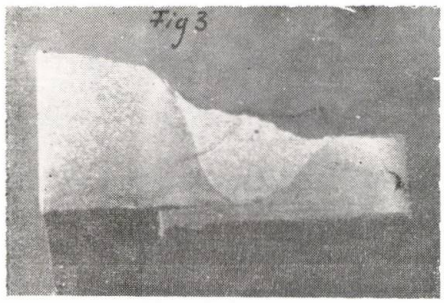


Fig. 3

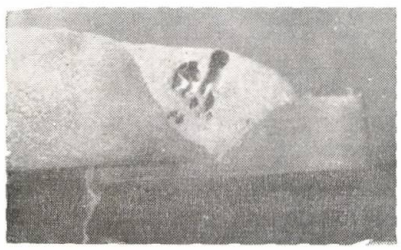


Fig. 4

retasurilor izolate (maxim 3% din 1s); primele două rămînînd însă împreună la nivel de maximum 12%.

Rezultă că defectele volumice au o influență mai mică asupra calității și rezistenței cordonului, decît defectele plane.

Probele și încercările au căutat să stabilească limitele de mai sus, funcție de influențarea defectelor și σ_r

A fost proiectat și executat un utilaj specializat, care asigură un regim automat de sudură, utilaj aflat în probe tehnologice. Se

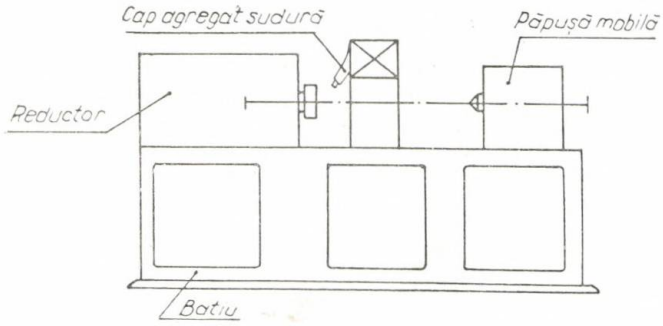


Fig. 4 bis

realizează, în acest mod, eliminarea intervenției omului în execuția cordoanelor de sudură, garantînd uniformitatea loturilor și scăderea coeficientului de căderi (inițial a fost 6,2%, actualmente fiind la nivel de 2,1%).

Așa cum se vede din figura 4 bis utilajul este compus din 5 părți:

— batiul;

— reductorul și dispozitivul de antrenare a piesei care asigură viteza de sudare;

— păpușa mobilă;

— agregatul de sudură (care în cazul nostru este de tipul ESAB 250) cu posibilități de montare a două astfel de agregate;

— instalația electrică de sincronizare a începerii și terminării sudurii — reductor agregat sudură.

Aceleași procedeu și metodă au fost aplicate și pentru execuția butucilor roților față — compuși din doi semibutuci, (fig. 5 și fig. 6).

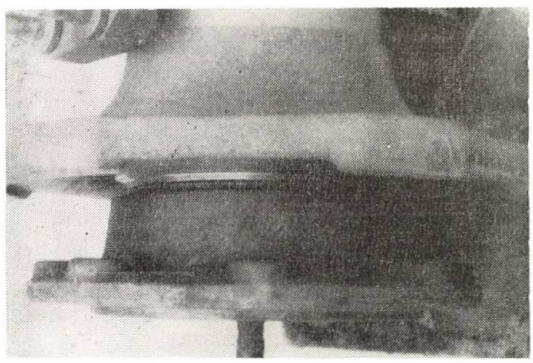


Fig. 5

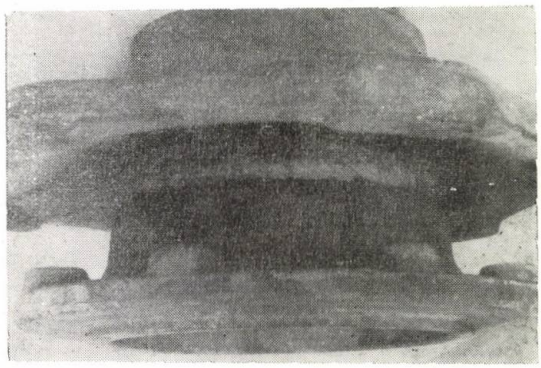


Fig. 6

Concluziile din exploatare au confirmat experimentările și metodele tehnologice de execuție și control adoptate.

CZ : 338.05. : 621.753.1 : 621.73

Controlul nedistructiv al țevilor reduse prin forjare

Fiz. P. **CIORĂU** — ISIM — Timișoara
fiz. A. **LĂPUȘAN** — „Vulcan" București

Introducere

Tehnologiile noi, introduse în fabricarea reducțiilor de la cazanele cu abur, care fac economie de manoperă și material, au impus asigurarea calității acestor repere prin controlul nedistructiv competent și operativ. Inițial aceste reducții se obțineau prin sudare și strunjire conică, iar actualmente se obțin prin tragere la cald și forjare în matriță. Defectele care apar în urma procesului de forjare sînt :

— fisuri longitudinale interioare și exterioare ;
— cavități de la țunderul forjat ;
— defecte provenite de la cutele de forjare.

Se mai întîlnesc și defecte de formă cum ar fi dezaxare în matriță și țunder aderent care poate masca fisuri. În special dezaxarea induce la forjare tensiuni în reducție, care la — strîngerea în universal pentru prelucrare prin strunjire — dau fisuri longitudinale la rece (fig. 1). Defectele provenite din laminate sînt eliminate înainte de forjare.

După forjare aceste reducții sînt controlate magnetic și ultarsonic. Lucrarea de față tratează aspectul controlului nedistructiv cu

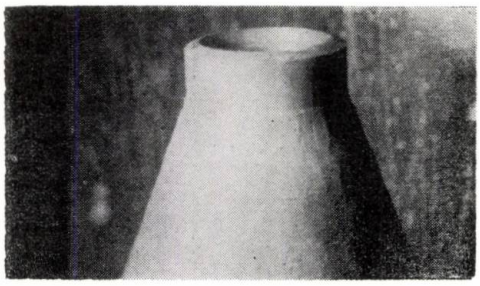


Fig. 1 Reducție dezaxată cu fisuri longitudinale (depistare magnetică).

laturile lui pozitive, precum și dificultățile care apar în special la depistarea defectelor de interior prin ultrasunete.

Controlul magnetic

Cunoscînd că defectele de suprafață se orientează de-a lungul liniilor de forță, în cazul țevilor reduse prin forjare, defectele apar pe generatoarea țevii necesitînd o magnetizare circulară. Aparatura folosită **(Tiede 4000 A)** produce o magnetizare în curent alternativ pentru pulberi magnetice fluorescente. Metoda fiind umedă are o sensibilitate și o productivitate ridicată, asigurînd în același timp și recuperarea emulsiei fluorescente.

Verificarea concentrației pulberii se face cu o retortă **ASTM** iar intensitatea cîmpului, orientarea lui și adîncimea de magnetizare se pun în evidență cu un etalon de cîmp tip ASTM. Schema de magnetizare este dată în figura 2.

Intensitatea de magnetizare este cuprinsă între 40 A/cm și 45 A/cm, funcție de grosimea țevii. Pentru reducțiile scurte se folo-

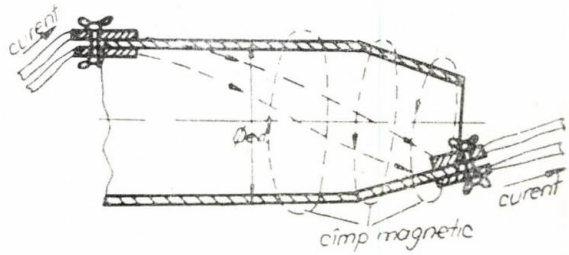


Fig. 2

sesc contactoare de cupru, iar pentru reducțiile lungi se folosesc un contactor de cupru pe partea redusă și un magnet de prindere pe partea neredusă. Distanța dintre poli nu trebuie să depășească 30 cm. Pentru protecție anticorozivă se adaugă, în soluția cu pulberi magnetice, 4 cm^3/l de concentrat antispumant și anticoroziv. Productivitatea ridicată a controlului (2 min/piesă), și avantajele față de metoda cu lichide penetrante fac din controlul magnetic cea mai indicată examinare pentru defectele de suprafață. În figura 3 este

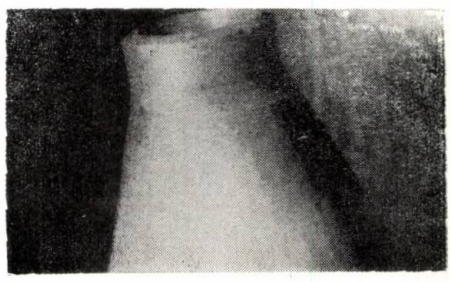


Fig. 3

indicată o reducție forjată cu fisuri longitudinale care a fost strunjită pentru a urmări adîncimea lor.

Examinarea ultrasonică

Pentru unghiuri mai mari de 33° ultrasunetele suferă o reflexie totală în oțel. Între defectul de interior și unghiul de refracție există relația :

$$\sin \alpha = \frac{\varnothing_{ext}/2 - S}{\varnothing_{ext}/2}, \qquad (1)$$

în care :

α — este unghiul de refracție ;
$\varnothing_{ext}$ — diametrul exterior al țevii ;
S — grosimea peretelui.

Condiția (1) impune ca :

$$\alpha \geqslant \text{arc sin } (1 - 2S/\varnothing_{ext}) \qquad (2)$$

și constituie un ghid în alegerea palpatoarelor funcție de diametrul exterior și grosimea țevii.

În rezolvarea controlului ultrasonic la reducții forjate, trebuie ținut cont de apariția cutelor de forjare în interior și de creșterea grosimii țevii odată cu scăderea diametrului. În studiul de laborator al reducțiilor s-a constatat că defectele longitudinale nu se întind pe toată zona redusă și că ele apar cel mai frecvent în cazul reducțiilor cu diametrul sub 166 mm. Variația în grosime a peretelui nu este mai mare de 2—3 mm pentru cele mai severe cazuri de reducere. Reducțiile pot fi grupate în următoarele clase de control conform tabelului 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Tip țeavă (diametrul ext. x gros) (mm/mm)	Diametrul final (mm)	
1.	83 x 6 ; 11 ; 14	50	24 ; 60 ; 77
2	108 x 6 ; 8	60 ; 70	76 ; 89
3.	114 x 6 ; 8 ; 11	50 ; 60 ; 70	64 ; 89 ; 49
4.	133 x 6 ; 8 ; 10 ; 14	100; 63; 60; 75	60 ; 106 ; 89 ; 110
5.	168 x 8 ; 10 ; 12	35 ; 80 ; 90	133 ; 168 ; 150
6.	219 x 8 ; 10 ; 12 ; 16	50	168 ; 168 ; 150 ; 168
7.	273 x 12 ; 22 ; 36	105 ; 110 ; 120	219

Alegerea etalonului s-a făcut astfel : s-a calculat diametrul corespunzător porțiunii de 60% din lungimea redusă ; s-a măsurat diametrul final redus ; valorile s-au mediat. La fel s-a procedat și în cazul grosimii peretelui. S-a ales o țeavă de aceste dimensiuni și s-au practicat rizuri longitudinale interior și exterior. Adîncimea lor este de $5 \pm 0{,}75\%$ din grosime și au dimensiuni conform normei 1915/65.

Ecourile provenite de la aceste defecte artificiale au fost stabilite la jumătate din înălțimea ecranului ; amplificările găsite au fost comparate cu cele de la reducțiile cu fisuri introducîndu-se corecția pentru defectul de interior și pierderile prin transfer datorită forjării. Controlul s-a efectuat integral, iar în alegerea distanței de lucru s-a căutat

Tabelul 2

Nr. crt.	Tip palpator	Tip palpator	Amplificare (dB)	
			defect exterior	defect interior
1.	76 x 6	MWB—45	50	58
		—80	56	56
		—70N4	54	54
		—80N4	56	54
2.	89 x 5	—45	46	52
		—80	50	50
		—45N4	46	54
		—70N4	56	72
		—80N4	52	52
3.	108 x 8	—45	56	64
		—80	54	56
		—45N4	62	64
		—70N4	56	56
		—80N4	54	54
4.	133 x 5	—45	50	52
		—80	50	50
		—45N4	46	54
		—70N4	56	72
		—80N4	48	50
5.	133 x 16	—45	56	58
		—80	52	64
		—45N4	54	56
		—70N4	52	60
6.	168 x 6	—45	56	58
		—80	52	64
		—45N4	54	56
		—70N4	80	80
7.	219 x 12	—45	54	62
		—80	56	60
		—45N4	54	56
		—70N4	54	58
		—80N4	52	60
8.	273 x 22	—45	52	54
		—80	66	66
		—45N4	54	54
		—70N4	50	68
		—80N4	58	60

să se obțină indicații pe o distanță de cel puțin trei ori zona apropiată a cîmpului ultrasonor. În tabelul 2 este dată comparativ amplificarea de lucru pentru diferite tipuri de țevi cu defecte artificiale; aparatura de control a fost de tipul **USM 2MT Krautkrämer,** cuplant consistent.

Din tabel, rezultă că amplificările depășesc 50 dB; pentru țevi cu grosimi mai mici de 10 mm se recomandă palpatoare de 70 și 80°. În alegerea amplificării de lucru se va ține cont ca ecourile de la cele două defecte artificiale (interior și exterior) să fie la valori apropiate față de nivelul de rejecție.

Concluzii

Controlul nedistructiv la reducțiile forjate a pus în evidență defecte de forjare, de tratament termic necorespunzător, înlăturînd din fabricație piesele defecte. Prin localizarea defectelor, analiza cauzei apariției lor, s-a îmbunătățit calitatea reducțiilor. Preocupările curente a elaboratorului CND constau în obținerea unui etalon redus forjat cu defecte naturale și artificiale. Dificultățile în interpretare pe fluxul de fabricație apar în special la reducțiile de 133, unde reducerea generează puternice cute de forjare care amorsează fisuri interioare. Considerăm că experiența de la Intreprinderea „Vulcan" nu este unică și că ar fi util un schimb de informații cu factorii interesați asupra controlului nedistructiv la reducțiile forjate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krautkrämer, J.u.H.:* Ultrasonic Testing of Materials. New York, 1977.
[2] *Betz, K.:* Principles of Magnetic Particles Testing. Chicago, 1967.
[3] *Burlacu G., Dima, E.:* Buletin ISCIR nr. 5, 1978, p. 511.
[4] *Ciorău, P.:* Controlul nedistructiv al pieselor forjate. Cabinet tehnic „Vulcan", 1977.
[5] *Whittington, K. R.:* vol. 3, cap. 4, p. 135, Academic Press 1977.
[6] *Schlengermann, U.:* Materalprüfung vol. 18, nr. 10/1976, p. 366.
[7] *Hrebtisheb, V. F.:* Defektoscopia nr. 2/77, p. 45.
[8] * * *: Normă internă „Vulcan" IC-TRF 1/78.
[9] * * *: Normă internă „Vulcan" ICPM 2/77.
[10] * * *: STEP-BL 1915/65 (R.F.G.).
[11] * * *: ASTM-E 138/74 — Magnetic Testing (wet method).
[12] * * *: ASTM-E 125/74 — Reference photographyes for magnetic testing.

CZ : 338.05 : 621 753.1 : 621.438

Observații asupra controlului nedistructiv al paletelor de turbină

Ing. Florin **CIOBOTARU,** ing. A. **MICHELMAN,**
subing. Constantin **VĂDUVA** — Întreprinderea „23 August" — București

Introducere

Turbinele centralelor termoelectrice reprezintă un obiectiv important al industriei constructoare de mașini și un instrument de bază în energetică. În ultimul timp se fac eforturi mari pentru stabilirea unei tehnologii românești de fabricație atît a materialului cît și a paletelor de diverse tipuri. În cele ce urmează vom prezenta aportul defectoscopiei la stabilirea metodologiei de control nedistructiv al paletelor în cadrul fluxului tehnologic.

Procedeu experimental

Pentru controlul paletelor de turbină s-au folosit metode combinate de control nedistructiv. Pe lîngă controlul ultrasonic s-au aplicat testări cu pulberi magnetice și lichide penetrante.

Controlul ultrasonic s-a efectuat cu ajutorul defectoscopiei ultrasonic **USIP 10 W,** utilizîndu-se palpatoare cu titanat de bariu. Etalonarea aparatului s-a făcut pe un bloc etalon, în care s-a practicat un defect artificial sub formă de disc cu diametrul de 1,2 mm. Condițiile etalonării sînt trecute pe fiecare oscilogramă în parte.

Pentru depistarea fisurilor superficiale s-au efectuat controale cu pulberi magnetice fluorescente și colorate. În acest scop s-au folosit aparatele de control magnetic tip **PORTAFLUX** și **MAGISCOP.** Curenții utilizați pentru magnetizare au fost cuprinși în intervalul 300 ÷ 1500 A. Lichidele penetrante folosite au fost de tip **SPOTCHECK.**

Rezultate experimentale

Tehnologia paletelor de turbină cuprinde în mare două grupuri de operații:

— preforjare și matrițare;
— prelucrări mecanice.

A fost testat un lot experimental, numai în cadrul operațiilor de deformări plastice la cald, controlul efectuîndu-se în toate etapele procesului tehnologic.

În figura 1 este dată schița unei palete după operația de preforjare. Controlul paletei s-a efectuat integral cu ajutorul palpato-

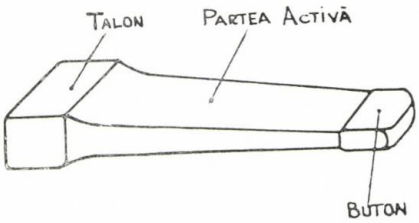


Fig. 1 Paleta de turbină după operația de preforjare.

rului **MB 4 S.** Oscilograma de etalonare a aparatului este prezentată în figura 2. S-au considerat defecte toți reflectorii care dau sem-

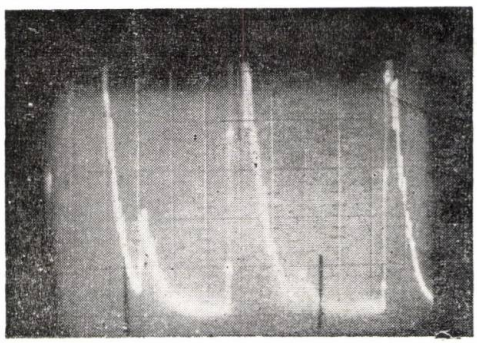


Fig. 2 Oscilograma la etalonare.
Domeniu : 100 mm
Palpator: MB 4 S
Putere: tr. 1
Amplif.: 62 dB
Amplif. neet: 6
Paleta turbină
330 Mw tr. 6
Mater. 25 MoC 130
Etalonare

nale mai mari sau cel puțin egale cu cele care depășesc dreapta care unește vîrfurile semnalelor din prima și a doua reflexie re-

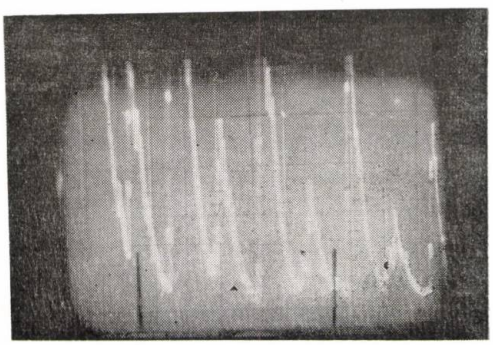
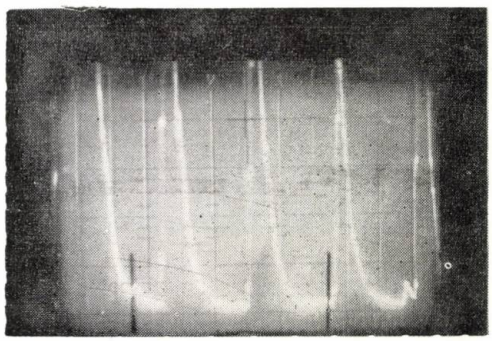


Fig. 3 Oscilogramă obținută în regiunea părții active.
Domeniu : 100 mm
Palpator: MB 4 S
Putere: tr. 1
Amplif.: 62 dB
Amplif. neet: 6
Paleta turbină
330 Mw tr. 6
Mater. 25 MoC 130
Nr. 3—3—1

zultate de la defectul artificial. La majoritatea paletelor cu defecte, acestea erau repartizate pe mijloc și se întindeau pe întreaga lungime.

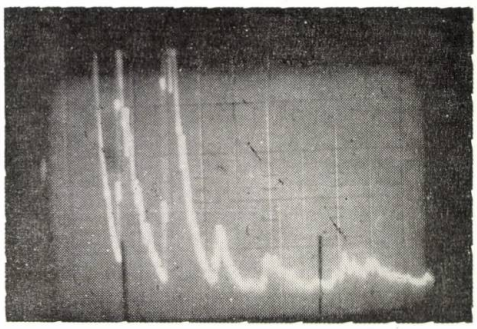
Figura 3 reprezintă un tip de oscilogramă obținută în regiunea zonei active. Se observă că alături de ecourile de fund apar ecouri de defect care depășesc limita stabilită.



a

Fig. 4 Oscilogramă corespunzătoare unei regiuni fără defect.
Domeniu : 100 mm
Palpator: MB 4 S
Putere: tr. 1
Amplif.: 62 dB
Amplif. neet: 6
Paleta turbină
330 Mw tr. 6
Mater. 25 MoC 130
Nr. 3—4—0

În figura 4 b, este prezentat un alt tip de oscilogramă. Ea este specifică zonei de racord dintre talon și partea activă cît și zone-



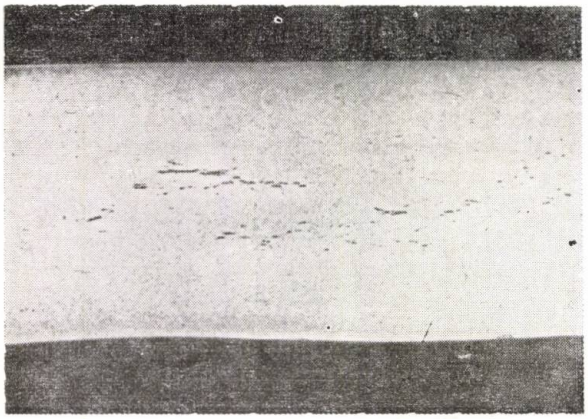
b

Zonă cu abateri de la paralelismul fețelor.
Domeniu : 100 mm
Palpator: MB 4 S
Putere: tr. 1
Amplif.: 62 dB
Amplif. neet: 6
Paleta turbină
330 Mw tr. 6
Mater. 25 MoC 130
Nr. 3—4—1

lor în care există abateri de la paralelismul fețelor. Din această cauză, avem o scădere puternică a ecourilor de fund.

Figura 4 c arată o secțiune în zona palpată. Defectul a fost făcut vizibil cu ajutorul pulberilor magnetice colorate. Pentru elucidarea naturii defectelor s-au efectuat analize metalografice pe diverse probe (fig. 5). Ast-

fel s-a constatat existența unor incluziuni nemetalice (silicați), ale căror mărimi erau cuprinse între cîteva zecimi și $1 \div 2$ mm.



c
Secțiune prin zona palpată.

Controlul cu pulberi magnetice fluorescente a scos în evidență apariția unor fisuri superficiale după operația de preforjare, care în majoritatea cazurilor au putut fi eliminate prin polizare. Fisuri mult mai profunde, care uneori atingeau o adîncime de $3 \div 4$ mm, au fost depistate după matrițare, în zona bavurii.

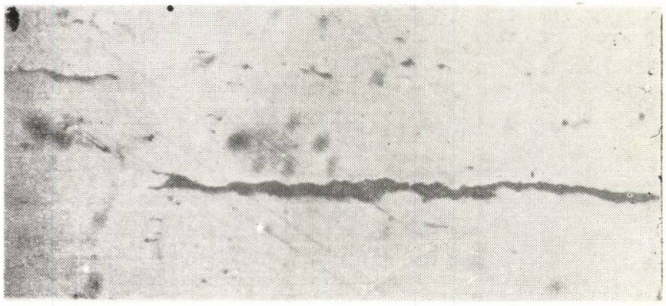


Fig. 5 Imaginea unor defecte depistate ultrasonic.

Concluzii

În urma experienței acumulate la controlul paletelor de turbină rezultă că este necesar ca testarea nedistructivă să cuprindă două metode: ultrasonică și magnetică. Controlul ultrasonic trebuie efectuat înainte de preforjare la materialul sub formă de calupi și obligatoriu după preforjare, operație care favorizează depistarea unor defecte interne aplatizate. Controlul magnetic, pentru depistarea eventualelor fisuri de suprafață, trebuie efectuat preventiv după preforjare și obligatoriu după matrițare.

CZ : 338.05 : 621.753.1 : 620.191

Evaluarea prin metode de control nedistructiv a coroziunii prin ciupituri (pitting)

Ing. Gabriel **TEODORESCU** — Institutul de Fizică și Tehnologia Materialelor — București
ing. Andrei **ZABUNOV** — ICEMENERG — București

Generalități

Pitting-ul este o formă de coroziune extrem de localizată, al cărei rezultat este producerea unor discontinuități avînd aspectul superficial de ciupituri. Diametrul acestora poate avea diferite valori, însă, în cele mai multe din cazuri, diametrul lor este relativ mic, unele dintre ele neputînd fi puse cu ochiul liber.

În general, o ciupitură poate fi descrisă ca o cavitate sau gaură al cărei diametru este mai mic sau cel mult egal cu adîncimea ei.

Pitting-ul este unul dintre cele mai distructive și perfide moduri de coroziune și poate duce la scoaterea din funcțiune a unei instalații în urma unei pierderi infime de metal, prin perforare.

Punerea în evidență a pitting-ului prin examinare vizuală este foarte dificilă și nesigură atît din cauza diametrului relativ mic al ciupiturilor, cît și din cauza prezenței în cavități a produselor de coroziune. În plus, aprecierea cantitativă a fenomenului este îngreunată ca urmare a numărului mare și a adîncimii variabile a ciupiturilor.

Ciupiturile, în mod curent, cresc în direcția cîmpului gravitațional, intensitatea maximă a fenomenului avînd loc pe suprafețele orizontale, în sens descendent. În plus, ciupiturile prezintă tendința de a submina suprafața metalului prin degajări interioare laterale față de cavitatea principală a ciupiturii.

Datorită caracterului extrem de localizat, aprecierea fenomenului prin pierderea de metal în greutate (așa cum se face de obicei la alte tipuri de coroziune, de exemplu, la coroziune, de exemplu la coroziunea cu atac uniform) nu poate furniza informații semnificative despre amploarea fenomenului.

Cel mai corect mod de evaluare a coroziunii prin ciupituri este de a calcula prin metode statistico-matematice valoarea celei mai adînci ciupituri [1].

Punerea în evidență a pittingului prin metode ultrasonice.

La punerea în evidență a pitting-ului prin metode ultrasonice, se va avea în vedere — în primul rînd — caracteristica discontinuității căutate: dimensiuni mici și forme rotunjite sau neregulate.

Se va folosi examinarea cu incidență înclinată a fascicolului ultrasonic (palpatori unghiulari). Dacă examinarea se face prin contact direct, frecvența de lucru va fi cea maxim admisă de calitatea suprafeței pe care se execută palparea.

Indicațiile furnizate de acest tip de discontinuitate vor avea forma unor impulsuri de lărgime variabilă, sau în formă de „brăduț".

Determinări experimentale

Coroziunea prin ciupituri a fost pusă în evidență pe mantaua unui tambur de cazan cu abur. La cîteva examinări anterioare, datorită folosirii pentru control numai a incidenței normale, coroziunea prin cupituri nu fusese pusă în evidență. Ea nu a fost observată nici în cursul măsurărilor rutiniere de grosime a peretelui (solicitate de normele **ISCIR**) și nici în urma cercetării suprafeței tamburului cu palpatori cu incidență normală. Examinarea aceleiași suprafețe cu palpatori unghiulari de tip **GST 3** — avînd unghiul de incidență al fascicolului ultrasonic de 45° și o frecvență de lucru de 3 MHz — a pus în evidență existența, la o adîncime corespunzătoare suprafeței interioare a tamburului, a numeroase puncte cu indicații de defect. Aspectele tipice ale cîtorva indicații sînt prezentate în figurile 1 . . . 4.

Examinarea vizuală a suprafeței interioare a tamburului a pus în evidență existența a numeroase ciupituri.

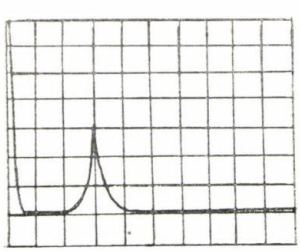


Fig. 1 Impuls de defect provenit de la o adîncime corespunzătoare suprafeței interioare a tamburului. Apart **INCO DI 22,** palpator **GST 3,** atenuare 26 dB.

Pentru evaluarea dimensiunii maxime a coroziunii, s-au efectuat măsurători de adîncime a ciupiturilor în zona cea mai atacată a suprafeței interioare a mantalei — zona generatoarei inferioare.

Măsurarea adîncimii ciupiturilor s-a făcut folosind o metodă combinată. Fiecare ciupitură a fost excavată cu ajutorul unei freze-

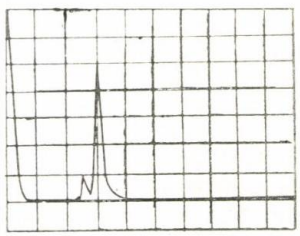


Fig. 2 Impuls ascuțit provenit din același loc cu cel din figura 1, examinarea făcîndu-se însă dintr-o direcție rotită cu circa 15° în raport cu direcția de examinare corespunzătoare figurii 1.

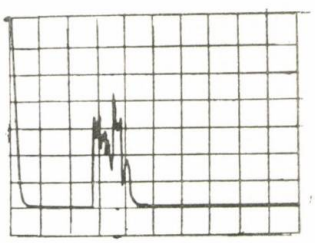


Fig. 3 Indicație de defect provenind de la o adîncime corespunzătoare suprafeței interioare a tăbliei tamburului. Aparat **INCO DI 22,** palpator **GST 3,** atenuare 26 dB.

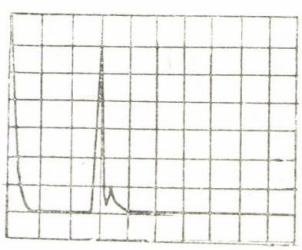


Fig. 4 Impuls ascuțit provenit din același loc cu cel din figura 3, examinarea făcîndu-se însă dintr-un punct aflat cu circa 3 mm mai apropiat de zona defectului, dintr-o direcție rotită cu circa 10° în raport cu direcția de examinare, corespunzătoare figurii 3.

deget, în trepte, pînă la dispariția ciupiturii. Verificarea existenței ciupiturii s-a făcut prin metoda curenților turbionari, la o frecvență de 3 MHz, cu un aparat de tip **HALEC MK 2.**

Prelucrarea datelor experimentale

Adîncimile măsurate ale ciupiturilor au avut valorile (așezate în ordine crescătoare) din tabelul 1 :

Verificarea normalității repartiției

Primul pas, în prelucrarea datelor obținute prin determinări experimentale, a fost verificarea normalității repartiției eșantionului.

Tabelul 1

x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	x_8	x_9	x_{10}	x_{11}	x_{12}
2,8	3,0	3,3	3,6	3,6	3,9	4,2	4,8	5,3	5,6	5,6	6,0

În acest scop, a fost folosit testul de normalitate **Shapiro - Wilk,** propus în lucrarea [5].

Calculul valorii medii și a lui S^2.

$$\bar{x} = 1/12 \sum_{i=1}^{i=12} x_i \qquad (1)$$

$$S^2 = \sum_{i=1}^{12} (\bar{x} - x_i) \qquad (2)$$

În urma calculelor au rezultat următoarele valori numerice :

$$\bar{x} = 4,3 \qquad S^2 = 13,61$$

Calculul coeficientului b. Coeficientul b s-a calculat cu ajutorul formulei :

$$b = a_{12}(x_{12} - x_1) + (x_{11} - x_2) \cdot$$
$$\cdot a_{11} + a_{10}(x_{10} - x_3) + a_9(x_9 - x_4) + a_8(x_8 - x_5) +$$
$$+ a_7(x_7 - x_6) \qquad (3)$$

În această formulă, coeficienții $a_{12} \ldots a_7$ au următoarele valori :

$a_{12} = 0,5475$; $a_{11} = 0,3325$; $a_{10} = 0,2347$;

$a_9 = 0,1586$; $a_8 = 0,0922$; $a_7 = 0,0303$;

x_1, x_2, x_3, etc., au semnificația din tabelul 1.

Introducînd datele în formula (3), și după efectuarea calculelor, rezultă pentru b valoarea :

$$b = 3,5546$$

Determinarea statisticii testului. Determinarea statisticii testului s-a făcut cu formula :

$$W_{calc} = \frac{b^2}{S^2} \qquad (4)$$

și a rezultat în urma calculelor, valoarea :

$$W_{calc} = 0,948$$

Decizia asupra normalității repartiției. În urma comparării rezultatului obținut cu formula (4) cu valorile tabelate în lucrarea [5], a rezultat :

$$W_{calc} = 0,948 \quad 0,943 = W_{12\,;\,0,50}$$

Acest rezultat permite aprecierea că, *cu o probabilitate mai mare ca 0,5, valorile măsurate ale adîncimilor ciupiturilor prezintă o distribuție normală (gaussiană).*

Prelucrarea statistică a rezultatelor măsurătorilor de adîncime ale ciupiturilor.

Pentru alcătuirea tabelului 2 s-au folosit relațiile :

Tabelul 2

Nr. măs.	x_i	$\bar{x}$	$\bar{x} - x_i$	$(\bar{x} - x_i)^2$	σ^2	σ
1	4,2		—0,1	0,01		
2	2,8		—1,5	2,25		
3	5,6		+1,3	1,69		
4	4,8		+0,5	0,25		
5	6,0		+1,7	2,89		
6	3,6	4,3	—0,7	0,49	1,13	1,05
7	5,6		+1,3	1,69		
8	3,3		—1,0	1,00		
9	3,9		—0,4	0,16		
10	3,0		—1,3	1,69		
11	3,6		—0,7	0,49		
12	5,3		+1,0	1,00		

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^{N} \frac{(\bar{x} - x_i)^2}{N} \qquad (5)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} \qquad (6)$$

În urma rezultatelor de mai sus, se poate calcula probabilitatea existenței pe mantaua tamburului a unor defecte depășind anumite valori.

$x > \bar{x} + 3 = 4,3 + 3 \times 1,05 = 7,45 \qquad P = 0,0026$

$x > \bar{x} + 4 = 4,3 + 4 \times 1,05 = 8,5 \qquad P = 0,0006$

Ca urmare a calculelor de mai sus, se poate concluziona că există o probabilitate practic nulă ca pe mantaua tamburului să se afle o ciupitură a cărei adîncime să depășească 8,5 mm.

Concluzii

Coroziunea prin ciupituri este un tip de coroziune care, datorită conformației geometrice a discontinuităților pe care le creează, poate fi pusă în evidență prin ultrasunete numai cu ajutorul incidenței înclinate. Această concluzie sugerează completarea instrucțiunilor de cercetare a stării de coroziune a elementelor de cazan, cu prevederea și a unui control ultrasonic folosind incidențe înclinate.

Este confirmată din nou necesitatea ca specialistul în control nedistructiv să fie cît mai multilateral, pentru a putea rezolva cu succes sarcinile care îi stau în față.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mars, D., Fontana, Norbert, D. Greene :* CORROSION ENGINEERING — Mc Graw Hill, New York, 1968.

[2] *Barer, R. D. Peters, B. F. :* WHY METALS FAIL Gordon & Breach Science Publications, New York, 1970.

[3] *Dr. Krautkrämer, J. und H. :* BLAUE MAPPE.

[4] *Robert, C., Mc. Master :* NONDESTRUCTIVE TESTING HANDBOOK — The Ronald Press Co., New York, 1963.

[5] *Shapiro, S. S., Wilk M. B. :* AN ANALYSIS OF VARIANCE TEST FOR NORMALITY (COMPLETE SAMPLES), în BIOMETRIKA 52, 1965, pp. 591.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Măsurarea grosimii pereților subțiri cu ajutorul defectoscopului ultrasonic

Ing. Florin **CIOBOTARU**, fiz. Ion **ȘTEFAN** — Întreprinderea „23 August" — București

Introducere

Determinarea grosimii pereților subțiri prin metoda ultrasonică se efectuează folosind palpatoare emisie-recepție dublu cristal datorită inexistenței „zonei moarte" la astfel de palpatoare.

Ne vom referi la măsurările de grosimi în domeniul de la 1 mm la 4 mm. Măsurările s-au efectuat cu defectoscopul ultrasonic **USIP 11 (Krautkrämer),** atît pe domeniul de 10 mm cît și pe domeniul de 5 mm cu palpatoare **MSEB 4H, MSEB 4T, MSEB 6T (Krautkämer).**

Modul de lucru

Etalonarea defectoscopului s-a efectuat pe blocul de etalonare VW în 8 trepte de grosimi de la 1 mm — 8 mm, iar pentru evitarea erorii parcursului în „V" (specific palpatoarelor emisie-recepție dublu cristal) s-au folosit, așa cum se știe două trepte, etalonarea efectuîndu-se alternativ cînd pe o treaptă cînd pe cealaltă treaptă. Atît pentru domeniul de 10 mm, cît și pentru domeniul de 5 mm s-au folosit, pentru etalonare, treptele de 2 mm și de 4 mm. Cuplantul a fost vaselină. Se palpează pe treapta de 2 mm, se crește amplificarea și se alege combinația butoanelor de rezoluție pînă cînd primul nod de înaltă frecvență depășește cu vîrful său linia orizontală de 1/5 trasată pe masa defectoscopului (fig. 1).

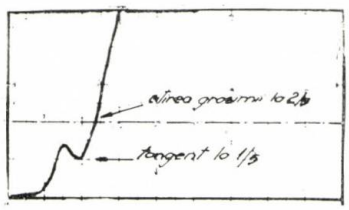


Fig. 1

Citirea grosimii se efectuează pe linia orizontală de 2/5 care este gradată la defectoscopul **USIP 11** în 100 diviziuni. Amplificarea se reglează la un nivel, astfel încît primul nod de înaltă frecvență să fie ca în figura 1. Este esențial ca ramura coborîtoare a primului impuls să fie tangentă la linia de 1/5 deoa-

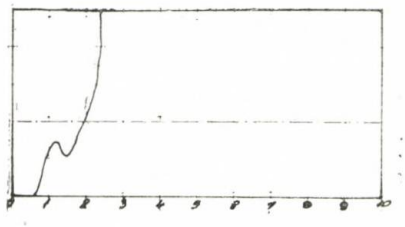


Fig. 2

PALPATOR SMSEB 6 T
domeniu : 5 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 58 dB

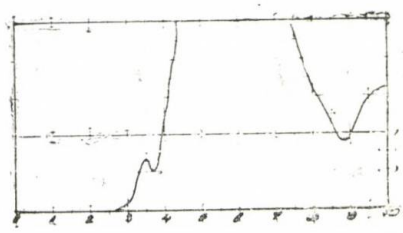


Fig. 3

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 5 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 44 dB

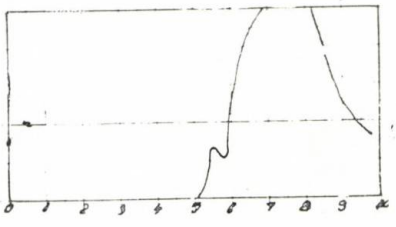


Fig. 4

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 5 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 44 dB

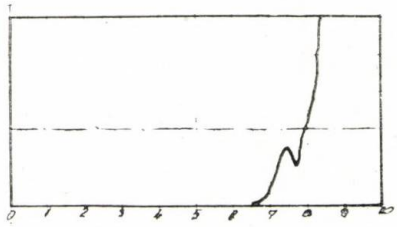


Fig. 5

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 5 mm
grosime : 4 mm
amplificare 42 dB

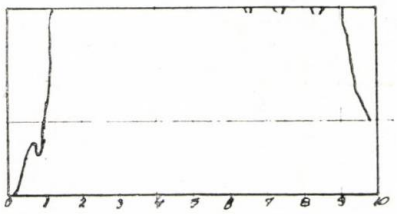


Fig. 6

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 10 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 88 dB

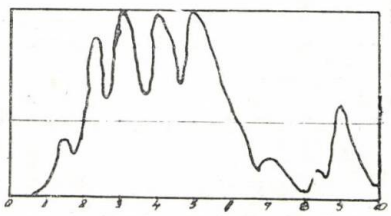


Fig. 7

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 10 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 68 dB

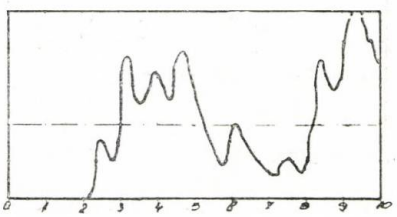


Fig. 8

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 10 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 50 dB

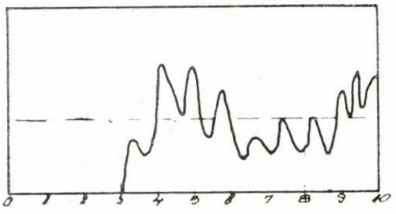


Fig. 9

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 10 mm
grosime : 4 mm
amplificare : 44 dB

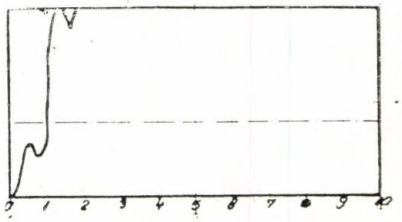


Fig. 10

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 10 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 58 dB

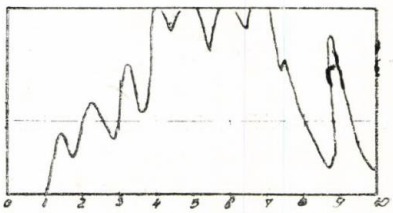


Fig. 11

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 10 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 46 dB

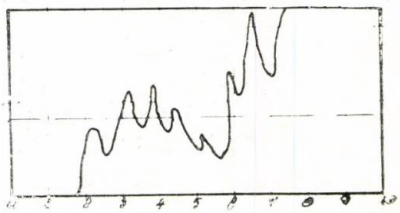


Fig. 12

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 10 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 40 dB

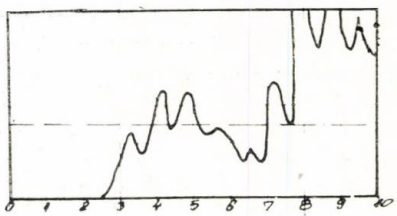


Fig. 13

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 10 mm
grosime : 4 mm
amplificare : 34 dB

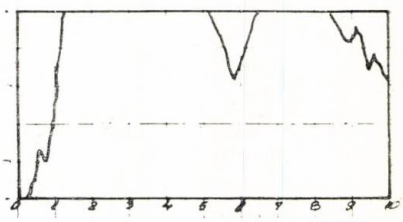


Fig. 14

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 10 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 64 dB

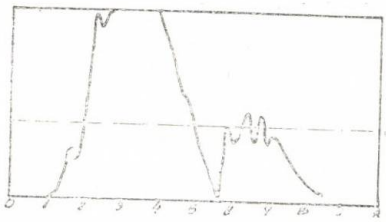


Fig. 15

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 10 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 34 dB

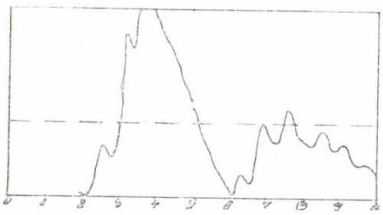


Fig. 16

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 10 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 34 dB

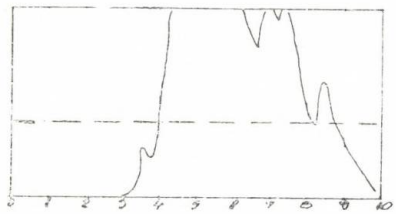


Fig. 17

PALPATOR MSEB 6 T
domeniu : 10 mm
grosime : 4 mm
amplificare : 42 dB

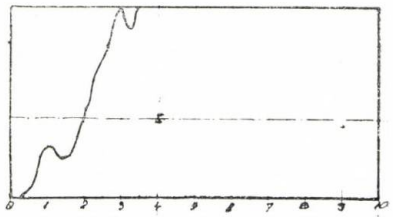


Fig. 18

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 5 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 64 dB

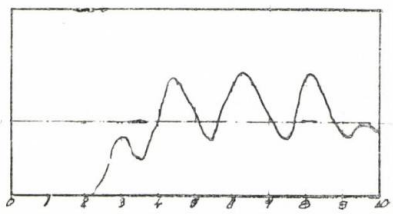


Fig. 19

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 5 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 82 dB

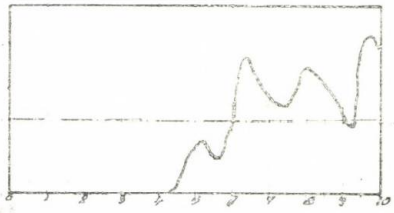


Fig. 20

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 5 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 50 dB

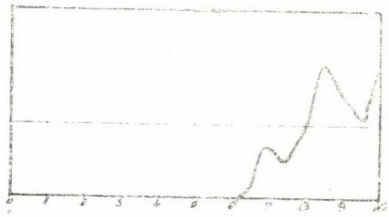


Fig. 21

PALPATOR MSEB 4 T
domeniu : 5 mm
grosime : 4 mm
amplificare : 46 dB

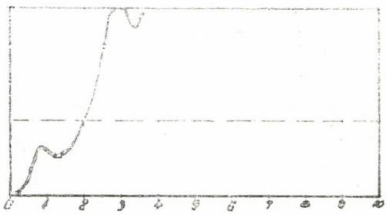


Fig. 22

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 5 mm
grosime : 1 mm
amplificare : 60 dB

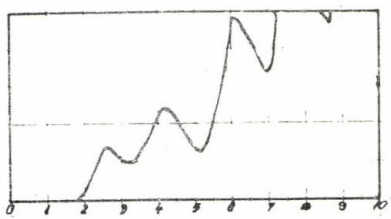


Fig. 23

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 5 mm
grosime : 2 mm
amplificare : 50 dB

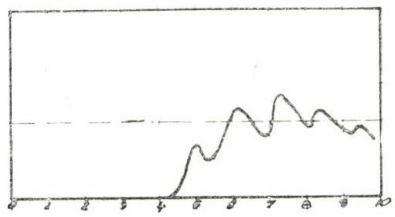


Fig. 24

PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 5 mm
grosime : 3 mm
amplificare : 38 dB

rece aceasta are rolul unui „reper fix" de-a lungul măsurărilor, ceea ce duce la reducerea

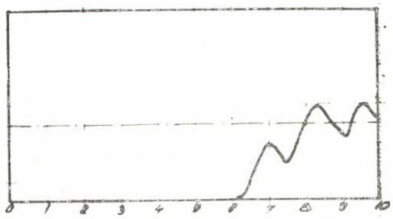


Fig. 25
PALPATOR MSEB 4 H
domeniu : 5 mm
grosime : 4 mm
amplificare : 32 dB

erorilor. Citirea grosimii se face la punctul care rezultă din intersecţia ramurei ascendente a impulsului cu linia orizontală de 2/5. În figurile 2—25 se observă trasate oscilogramele obţinute pe ecranul defectoscopului la grosimile indicate în fiecare figură în parte. Amplificarea, domeniul şi palpatorul sînt, de asemenea, indicate în aceste figuri. Precizia de măsurare a fost de $\pm$ 0,5 diviziuni mici deci, 2,5 sutimi pe domeniul de 5 mm şi 5 sutimi pe domeniul de 10 mm.

Concluzii

În cazul cînd laboratorul nu dispune de aparatură ultrasonică special destinată măsurărilor de grosimi, în domeniul de grosimi de la 1 mm — 4 mm, asemenea măsurări pot fi efectuate cu defectoscopul ultrasonic tip USIP 11, cu precizie superioară chiar unor aparate special destinate acestui scop.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Cîteva realizări practice în domeniul controlului nedistructiv prin interferometrie holografică

Şef lucr. ing. Dan **BORZA** — Institutul Politehnic Bucureşti

Prin metodele interferometrice de bază ale holografiei — cu dublă expunere, în timp real şi cu mediere în timp — există posibilitatea de a se măsura, fără utilizarea de traductoare şi fără contact, întregul cîmp de deplasări ale punctelor de la suprafaţa unui obiect, în regim static şi dinamic. Mărimea deplasărilor astfel măsurate aparţine domeniului de la zecimi de microni pînă la zeci de microni ; astfel de deplasări apar în mod curent la piese supuse unor solicitări nedistructive, iar măsurarea lor poate oferi concluzii referitoare la integritatea, calitatea sau diferite particularităţi structurale ale piesei în cauză.

Imaginile obiectelor studiate, obţinute prin interferometrie holografică, sînt acoperite de franje de interferenţă aflate în directă legătură cu deformaţiile care apar în urma aplicării solicitărilor. Multe din defectele existente în materialele din care sînt confecţionate obiectele prezintă proprietatea mecanică generală de a se comporta ca nişte concentratori de eforturi unitare. O concentrare de eforturi unitare implică, însă, conform legilor teoriei elasticităţii, o concentrare de deformaţii. Prin intermediul interferometriei holografice, concentrările de deformaţii se traduc în concentrări de franje de interferenţă uşor observabile pe imaginea obiectului.

Principiul general care stă la baza controlului nedistructiv prin holografie este deci transformarea singularităţilor mecanice în singularităţi optice, printr-o solicitare mecanică a piesei testate. Acest principiu este mai general şi se bazează pe fenomene fizice mai puţin particulare decît cele care stau la baza altor tehnici de control nedistructiv şi de aceea şi domeniile de aplicare a interferometriei holografice sînt mai întinse. Pe de altă parte, întrucît interferometria holografică măsoară deformaţiile suprafeţei, defectele situate la mare adîncime în piese sînt de regulă mai greu de pus în evidenţă.

Defectele care se pot sesiza prin interferometrie holografică sînt în general de două categorii : defecte de structură şi de material şi defecte de asamblare şi constructive.

În prima categorie menţionăm îndeosebi defecte constînd din incluziuni străine, goluri şi adeziune imperfectă între straturile din care sînt compuse materialele de tipurile : fagure ; sandviş metal — plastic, metal — cauciuc şi altel (discuri de presiune şi fricţiune, palete de turbine, sticlotextolit placat, materiale de construcţii, pentru echipament sportiv, traduc toare electro-mecanice...) ; sandviş metal — metal ; sandviş cauciuc — cauciuc, plastic — plastic şi altele (anvelope, amortizoare, materiale plastice armate cu fibre de sticlă, etc.).

Din cea de-a doua categorie fac parte, printre altele, asamblări prin presare, şuruburi, nituire, sudură — între piese componente ale diferitelor ansambluri.

Alături de alegerea metodei interferometrice, alegerea celei mai mai potrivite metode de solicitare a piesei joacă un mare rol în reuşita controlului holografic. Metoda optimă, pentru un anumit material şi un anumit tip defect, este aceea care se traduce la suprafaţa obiectului printr-o variaţie cît mai mare a deformaţiei, faţă de regiunile fără defecte.

Metodele cele mai simple de aplicat, în măsura în care au fost studiate şi experimentate de autor, sînt prezentate în cele ce urmează şi ilustrate prin aplicaţii realizate în totalitatea lor cu ajutorul instalaţiei de interferometrie holografică construite la catedra de Rezistenţa materialelor din Institutul Politehnic Bucureşti.

Solicitare termică

Se realizează printr-o uşoară încălzire a piesei, de ordinul zecimilor de grad Celsius, prin convecţie, inductiv, prin efect Joule sau prin alte metode. De multe ori se poate realiza prin simpla apropiere pînă la cîţiva centimetri de piesa studiată, a unui obiect aflat la o temperatură mai ridicată decît cea a mediului ambiant. Materialul răspunde variaţiei de temperatură printr-o dilatare, mai mare la suprafaţa încălzită şi mai mică spre straturile interioare şi suprafaţa opusă, separată prin intermediul unor medii bune izolatoare termic — de pildă adezivi. Apare astfel fenomenul de dilatare împiedicată, care generează eforturi unitare distribuite în funcţie de gradul de adeziune al straturilor în contact. Dezlipirile locale permit însă dilatări libere, deci mult mai mari, ceea ce duce la apariţia unor concentrări de franje de interferenţă. Acelaşi efect îl au şi golurile, incluziunile străine şi scurgerile de material.

Un prim exemplu, realizat prin interferometrie holografică cu dublă expunere, îl constituie o mostră de material de tip fagure, placat cu aluminiu. Cea de-a doua expunere a hologramei a fost realizată la 4—5

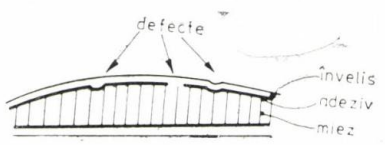


Fig. 1

secunde după aplicarea solicitării termice constînd din apropierea de piesă, timp de cîteva secunde, a unei mase metalice încălzite. Defectele (de tipul celor ilustrate în figura 1, pot fi uşor identificate în figura 2 (un număr de 4 celule defecte). Figura 3 prezintă o altă imagine a aceleiaşi piese, încălzirea fiind efectuată dinspre suprafaţa opusă.

Fig. 2

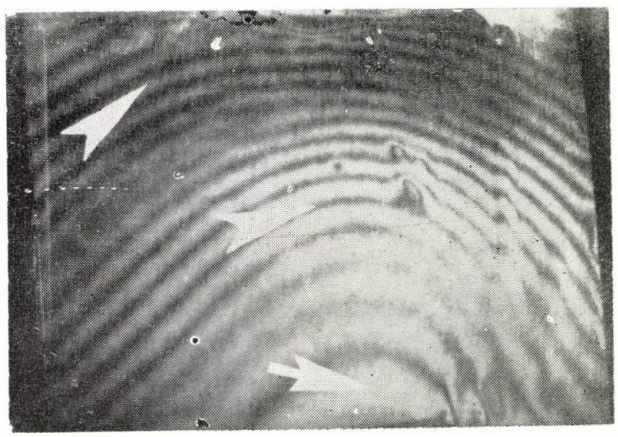


Fig. 3

Spre deosebire de imaginea „de detaliu" din figura 2, în figura 3 se observă şi alte zone prezentînd defecte de diferite naturi — dezlipiri, striviri ale materialului, simple lovituri.

Dacă cea de-a doua expunere se face la un timp suficient de îndepărtat de momentul solicitării termice, astfel ca obiectul să revină în starea de echilibru termic, se pot detecta deformaţiile remanente, deci acele defecte care chiar la un uşor ciclu tranzitoriu încălzire - răcire, duc la modificări iremediabile în structura materialului.

Rezultate eficiente se obţin şi în cazul testării unor materiale de tip sandviş. În figurile 4 şi 5 sînt prezentate defecte la o

placă inelară de presiune, realizată din oțel placat cu ferodou, prin intermediul unui strat adeziv.

Ambele holograme au fost înregistrate prin dublă expunere, cu deosebirea că cea de-a doua expunere, în figura 4, a fost efectuată la circa 3—4 secunde după aplicarea solicitării, iar în figura 5 după aproximativ un minut.

Din simpla observare a regularității distribuției defectelor rezultă că acestea sînt datorate modului neomogen în care este rea-

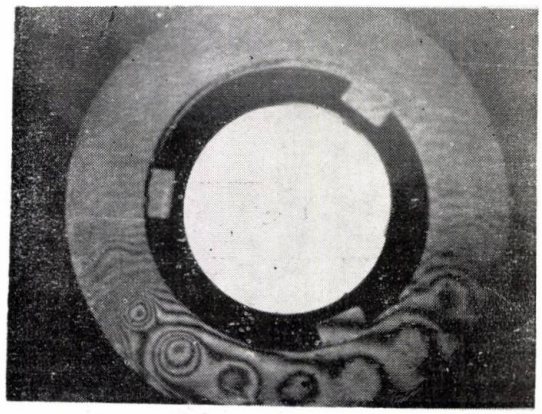


Fig. 4

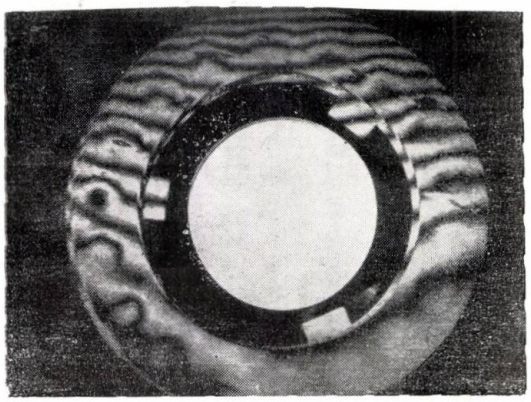


Fig. 5

lizat contactul adeziv oțel — ferodou, datorită tehnologiei necorespunzătoare de fabricație.

Totodată, ies în evidență, în partea superioară a figurii 5, și defecte de tipul microfisuri și neomogenități de material, în stratul de ferodou. În contrast cu aceste imagini, figura 6 prezintă rezultatele controlului nedistructiv în cazul unor mostre dintr-un material compus (oțel zincat placat cu PVC) denumit Trocal (produs al firmei Dynamit Nobel) la care nu au putut fi detectate defecte.

Din exemplele prezentate se poate trage și o altă concluzie, și anume în ceea ce privește importanța pe care o are modul de prindere sau de rezemare a piesei testate. Astfel, în partea superioară a imaginii din figura 4, sistemul de franje este neclar, în urma deplasărilor foarte mari, în raport cu

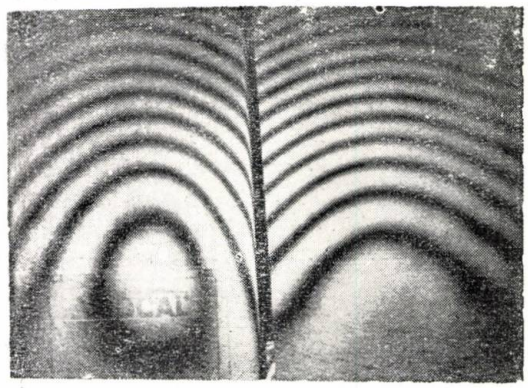


Fig. 6

sensibilitatea interferometriei holografice, datorită modului necorespunzător de prindere — în cazul prezentat simpla strîngere într-o menghină a porțiunii inferioare a plăcii. Problemele de această natură pot fi minimalizate pe de o parte printr-o prindere adecvată a piesei, iar pe de altă parte prin utilizarea interferometriei holografice în timp real.

Atunci cînd se aplică această tehnică interferometrică, se pot introduce în mod intenționat deplasări controlate ale componentelor optice, astfel încît să se elimine în bună măsură sistemul de franje datorat deformației (deplasării) globale a suprafeței, rămînînd vizibile îndeosebi franjele marcînd defectul.

Un mod simplu de realizare a acestui control al franjelor este deplasarea hologramei în timpul observării. În acest mod au fost realizate imaginile din figurile 7 și 8, reprezentînd rezultatele pentru două cazuri de deplasare a hologramei. Obiectul testat este o

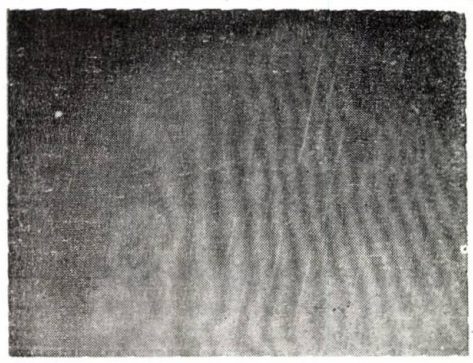


Fig. 7

paletă de tenis de masă de tipul „St Brite Tokyo" alcătuită din 9 straturi de materiale diferite, solidarizate prin adezivi. Existența,

la suprafața vizualizată a obiectului, a unui strat viscoelastic, face ca această categorie de obiecte să fie cel mai greu de testat în

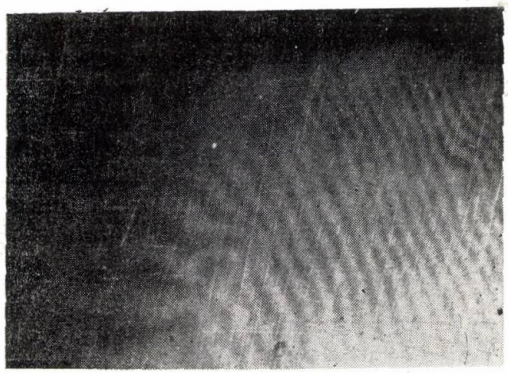


Fig. 8

cazul aplicării termice, datorită scăderii în timp a contrastului imaginii, în urma modificării microstructurii suprafeței.

Solicitare prin variația presiunii

Acest mod de solcitare duce, de asemenea, la o distribuție uniformă a deformațiilor, cu excepția zonelor care prezintă defecte. Se poate efectua atît prin variația presiunii în interiorul unor piese testate (recipienți, anvelope, camere de presiune), cît și prin introducerea piesei testate în interiorul unei incinte în care se produce, în intervalul dintre expuneri, o variație a presiunii.

Elaborarea și aplicarea practică a unei metode de control holografic al anvelopelor constituie obiectul unei alte comunicări, datorită multiplelor variante, importanței și

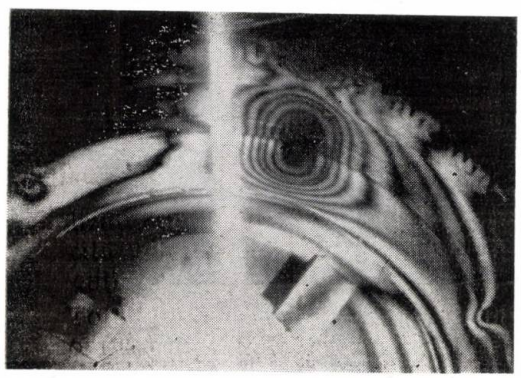


Fig. 9

posibilității de aplicare industrială imediată. Figura 9 prezintă o singură imagine exemplificatoare în acest domeniu.

În figura 10 se prezintă imaginea obținută la testarea unui recipient metalic conținînd butan lichefiat, solicitarea constînd într-o mică valoare de gaz din interior. Se observă existența a două defecte, dintre care cel din partea stîngă a imaginii este provocat de lovirea recipientului, iar cel din partea dreaptă este un defect de fabricație, care a introdus tensiuni suplimentare. Se constată, de asemenea, existența unor diferențe sensibile în ceea ce privește deformațiile de o parte și de cealaltă a liniei de îmbinare a recipientului.

Solicitare prin vibrații

Excitarea de vibrații într-un material compus poate produce antrenarea separată în vibrație a porțiunilor prezentînd lipsă de aderență, pentru care energia de vibrație este mai mică. Metoda se poate aplica atît cu medierea în timp cît și în timp real, atît în

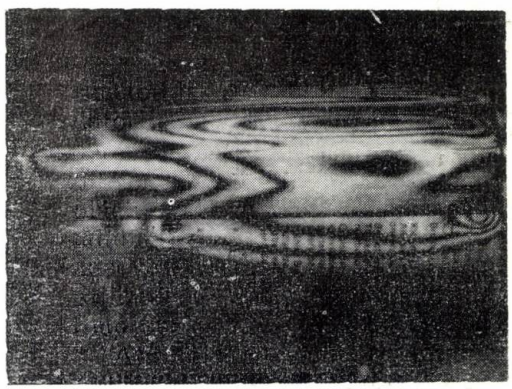


Fig. 10

domeniul de frecvențe audio cît și în cel ultrasonor. Pentru estimarea frecvenței, se ține seama de frecvența proprie a unei plăci circulare de rază a, grosime $2\ h$ și greutate specifică ρ, care modelează porțiunea dezlipită.

$$f_0 = 0{,}941 \frac{h}{a^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-\nu^2)}}$$

în care E este modulul lui Young, iar coeficientul de contracție transversală (Poisson). Pot fi detectate atît defecte de material (goluri, incluziuni străine, lipsă de aderență), cît și variații de grosime în piese, utilizîndu-se atît interferometria holografică cu laseri în regim continuu cît și în impuls (prin dublă expunere).

Metoda va fi exemplificată prin cel de-al doilea fel de defecte menționate la începutul lucrării și anume greșeli de asamblare. În figurile 11 și 12 se prezintă, comparativ, imaginile obținute prin interferometrie holografică cu mediere în timp ale unei plăci plane circulare încastrate pe contur, vibrînd în modul propriu caracterizat prin existența a trei diametri modali. În situația ilustrată în

figura 11 încastrarea a fost corectă, iar în figura 12 unul dintre cele 12 şuruburi de fixare de pe contur (în partea stîngă) a fost slăbit în mod intenţionat, ceea ce se reflectă în distribuţia amplitudinilor de variaţie în

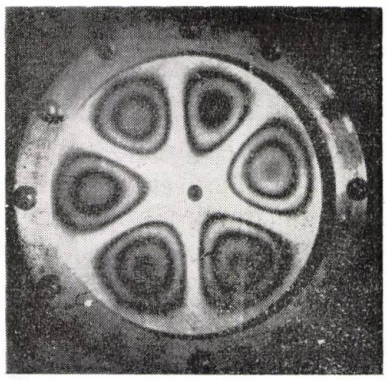


Fig. 11

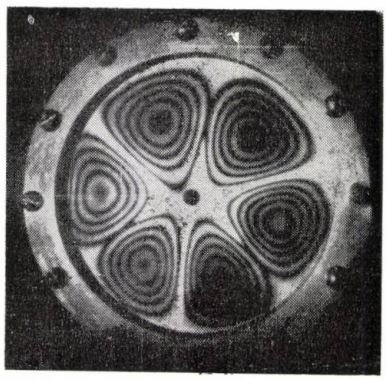


Fig. 12

regiunea respectivă (liniile de egală amplitudine se deplasează spre stînga, intrînd în vibraţie şi puncte situate sub inelul de strîngere).

Figura 13 prezintă modul în care se manifestă la o placă asemănătoare defectele de material, ducînd la antrenarea în vibraţie separată a porţiunii în care sînt localizate (porţiunea din dreapta jos), ceea ce distorsio-

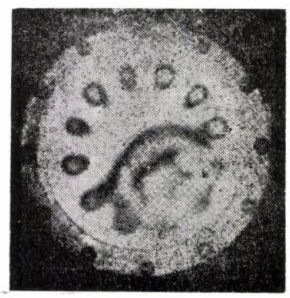


Fig. 13

nează vizibil distribuţia amplitudinilor de vibraţie corespunzînd modului normal cu 6 diametri nodali.

Solicitare prin forţe concentrate

Acest mod de solicitare se poate aplica într-o mare varietate de feluri, în funcţie de piesa testată, modul de prindere şi defectul estimat. Se pot utiliza atît interferometria cu dublă expunere cît şi cea în timp real. Practic în foarte multe holograme cu dublă expunere realizate în alte scopuri, se pot observa şi defecte de asamblare, jocuri nepermise, defecte de execuţie, pentru diferitele piese studiate. Un exemplu este prezentat în imaginea din figura 14, care redă modul în care se deformează un şubler în cursul

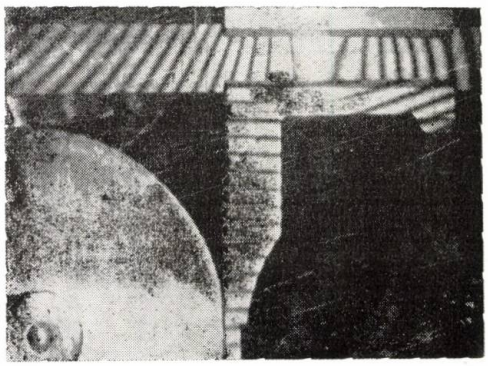


Fig. 14

procesului de măsurare cu acesta.

Solicitarea efectuată a fost de fapt parte integrantă a procesului de măsurare a dimensiunilor, constînd dintr-o uşoară strîngere a şurubului de fixare a cursorului. Fotografia

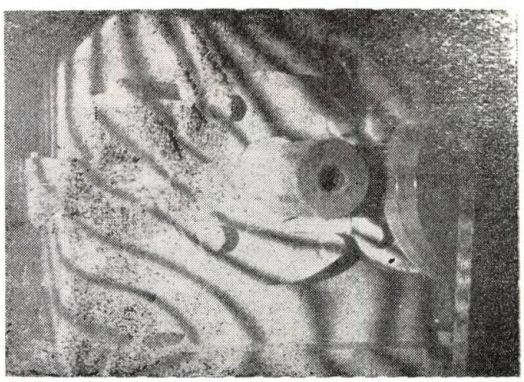


Fig. 15

nu prezintă rezoluţia necesară pentru a reda sistemul de franje care apare şi pe piesa măsurată (vizibil direct pe imaginea holografică).

În imaginea din figura 15 este redat un alt exemplu din aceeaşi categorie, şi anume deformaţia unei carcase de reductor, apărută ca urmare a aplicării unui cuplu motor şi unui cuplu rezistent la cele două axe ale reductorului.

În aplicarea controlului nedistructiv prin holografie, utilizînd oricare din metodele de solicitare expuse, trebuie acordată o mare atenție stabilității mecanice a tuturor componentelor optice ale montajului, inclusiv a

Fig. 15

obiectului studiat. Extrema sensibilitate a tehnicii holografice este ilustrată de imaginea prezentată în figura 16, obținută printr-o dublă expunere, obiectul fiind un difuzor de 1,5 W. Cele două expuneri au fost de cîte 1,5 secunde fiecare, la un interval de circa un minut. Nici o solicitare a obiectului nu a fost efectuată, în mod conștient, în această perioadă, iar obiectul se afla într-o stare de echilibru termic. Deformația care a apărut poate fi explicată numai prin curenții de aer sau variațiile de presiune între cele două expuneri. Din punct de vedere al controlului nedistructiv se remarcă asimetria sistemului de franje din partea de din stînga jos a imaginii, provocată de o tensionare inegală, la montaj, a membranei difuzorului.

Exemplele prezentate justifică afirmația că interferometria holografică oferă o tehnică de mare eficacitate în controlul nedistructiv, alături de celelalte tehnici existente la ora actuală.

Autorul își exprimă încrederea că aceste exemple vor contribui la sporirea interesului specialiștilor din diferite domenii pentru descoperirea de noi posibilități de aplicare concretă a acestei tehnici în industrie, cercetare științifică și inginerie tehnologică.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Metode ale interferometriei holografice aplicate în controlul nedistructiv

Șef lucr. ing. Dan **BORZA** — Institutul Politehnic — București

Considerații generale

Interferometria holografică este o generalizare a interferometriei clasice și constă, în esență, din suprapunerea complexă, în amplitudine și fază, a cel puțin două unde - obiect coerente provenind de la un laser, dintre care cel puțin una este reconstituită holografic. Prin undă - obiect se înțelege o undă provenită prin reflexia difuză pe suprafața obiectului a unei unde de iluminare și avînd expresia :

$$\bar{U}_0(M,t) = U_0(M)\, e^{j\varphi_0(M,t)} \qquad (1)$$

$U_0(M)$ este amplitudinea undei, funcție de punctul **M** de pe suprafața obiectului, iar $\varphi_0\ (M, t)$ este faza spațială, care poate fi variabilă în timp. Înregistrarea holografică a undei - obiect se face prin intermediul interferenței sale cu o undă de referință $\bar{U}_r = U_r e^{j\varphi_r}$ în care caz intensitatea luminoasă care impresionează placa holografică este $I = (\bar{U}_0 + \bar{U}_r)\ (\bar{U}^* + U_r^*)$, iar expunerea plăcii, pe o durată t_e duce la o transparență după developare avînd o expresie de forma :

$$T = 1 - k_0 \int_0^{t_e} I \cdot dt \qquad (2)$$

La reiluminarea hologramei cu $\bar{U}_r$, una din undele transmise, care contribuie la crearea imaginii primare virtuale a obiectului, este :

$$\bar{U}_i = -k\bar{U}_r \int_0^{t_e} I \cdot dt \qquad (3)$$

Evaluarea posibilităților interferometrice oferite de existența acestei unde reconstituită de hologramă este esențială pentru stabilirea celor mai adecvate metode de control nedistructiv.

Interferometria holografică cu dublă expunere

Timpul de expunere este împărțit în două părți, în fiecare dintre ele obiectul fiind sta-

ționar, dar între ele deformat datorită exercitării unei acțiuni asupra sa. În acest caz expresia (3) devine :

$$\bar{U}_i = -K(\bar{U}_{01}+\bar{U}_{02}) \tag{4}$$

iar intensitatea luminoasă în planul detectorului este :

$$I = CI_0\,[1 + \cos(\varphi_{01} - \varphi_{02})] \tag{5}$$

I_0 este intensitatea luminoasă într-un punct oarecare al imaginii obiectului. Expresia (5) arată că imaginea obiectului este acoperită de un cîmp de franje de interferență, definite ca fiind locurile geometrice ale punctelor în care $1 + \cos(\varphi_{01} - \varphi_{02}) = \text{ct.}$

Conform figurii 1, în care $\mathbf{M_1}$ și $\mathbf{M_2}$ sînt pozițiile succesive ale unui punct **M** al obiectului în cursul înregistrării, **S** este sursa

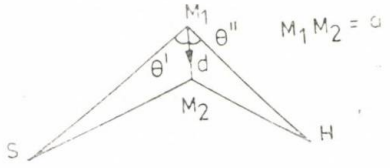


Fig. 1

de iluminare, **H** un punct al hologramei iar λ lungimea de undă a laserului, expresia (5) capătă forma :

$$I = CI_0\left[1 + \cos\frac{2\pi}{\lambda}\,d\,(\cos\theta' + \cos\theta'')\right] \tag{6}$$

din care rezultă valorile deplasărilor pentru care se produc franje luminoase de ordin m :

$$d = 2m\,\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')}\;(m = 0, 1, 2, \ldots) \tag{7}$$

și întunecoase :

$$d = (2m+1)\,\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')}\;(m = 0, 1, 2, \ldots) \tag{8}$$

interfranja corespunzînd unei diferențe a deplasărilor :

$$\Delta d = \frac{\lambda}{\cos\theta' + \cos\theta''} \tag{9}$$

Pentru un laser cu He-Ne, $\lambda = 0{,}6328 \cdot 10^{-6}$ m, iar pentru $\theta' = \theta'' = 30°$, $\Delta d = \lambda$.

Vizibilitatea franjelor este redată în figura 2, iar în figura 3 se prezintă imaginea reconstituită de o interferogramă holografică cu dublă expunere a unei pîrghii de balanță solicitată static.

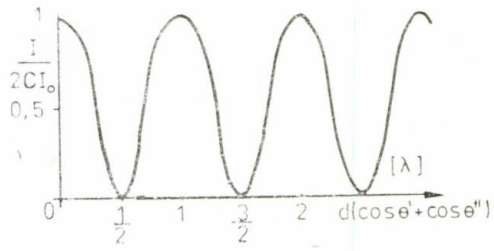


Fig. 2

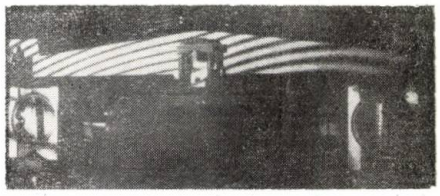


Fig. 3

Interferometria holografică cu mediere în timp

Dacă în cursul expunerii un punct al obiectului vibrează cu amplitudinea d (figura 4) expresia (3) capătă forma :

$$\bar{U}_i = -K\bar{U}_0 \cdot J_0\left[\frac{2\pi}{\lambda}\,d\,(\cos\theta' + \cos\theta'')\right] \tag{10}$$

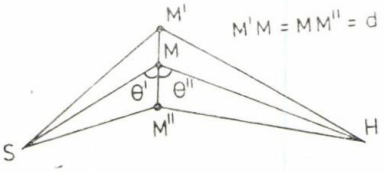


Fig. 4

unde $J_p(s)$ este funcția lui Bessel de ordinul p și argument s. Distribuția intensităților este dată de expresia :

$$I = CI_0 \cdot J_0^2\,\frac{2\pi}{\lambda}\left[d\,(\cos\theta' + \cos\theta'')\right] \tag{11}$$

Franjele luminoase apar în acest caz pentru :

$$d = 0 \text{ și } d = \tag{12}$$

$$= \left(m + \frac{1}{4}\right)\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')}\;(m = 0, 1, 2, \ldots)$$

iar franjele întunecoase pentru :

$$d = \left(m - \frac{1}{4}\right)\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')}\;(m = 0, 1, 2, \ldots) \tag{13}$$

interfranja fiind :

$$\Delta d = \frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \tag{14}$$

Vizibilitatea franjelor, mai proastă decît în cazul dublei expuneri, este redată în figura 5, iar în figura 6 se prezintă imaginile (obți-

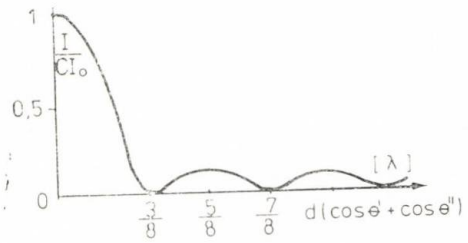


Fig. 5

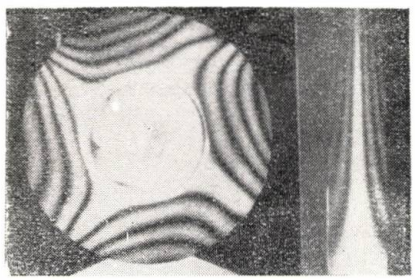


Fig. 6

nute prin această metodă) ale unui rotor de pompă și unei palete de turbină, vibrînd în stare de rezonanță.

Interferometria holografică în timp real

Se înregistrează hologramа obiectului într-o stare de referință, de obicei staționară, iar unda reconstituită ($-k\bar{U}_0$) interferă, după repoziționarea hologramei în suportul în care s-a aflat la înregistrare, cu unda ($k'\bar{U}'_0$) provenind de la obiectul fizic, real. Unda $\bar{U}_0$ se modifică odată cu solicitările la care este supus obiectul în timpul observației.

Obiectul deformat sau deplasat static

În cursul observării în timp real, unda care se propagă spre observator este $\bar{U}_i = k'\bar{U}'_0 - k\bar{U}_0$. Alegînd $k' = K$, prin reglarea convenabilă a raportului dintre intensitățile undei de iluminare și celei de referință, rezultă:

$$\bar{U}_i = K\bar{U}_0\left[e^{j\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')} - 1\right] \quad (15)$$

iar intensitatea în planul detectorului este:

$$I = CI_0\left[1 - \cos\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')\right] \quad (16)$$

Expresia obținută diferă de expresia (6) numai prin semnul „—" din interiorul parantezei, deci în acest caz se vor obține franje luminoase în locurile în care prin dublă expunere se obțin întunecoase și viceversa. Interfranja este aceeași. O imagine tipică obținută în timp real este prezentată în figura 7, reprezentînd deformația unui micrometru datorată însuși procesului de măsurare cu acesta (acționarea șurubului micrometric).

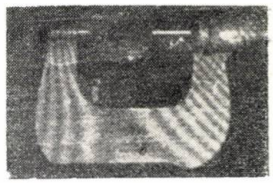


Fig. 7

Obiectul vibrează în timpul observării

Dacă în timpul observării obiectul vibrează cu frecvența unghiulară notațiile fiind aceleași din figura 4, relația (3) se modifică, devenind:

$$\bar{U}_i = K\bar{U}_0\left[e^{j\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')\sin\omega t} - 1\right] \quad (17)$$

iar intensitatea în planul imaginii este:

$$I = CI_0\left[1 - J_0\left(\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')\right)\right] \quad (18)$$

Franje întunecoase apar pentru punctele în care:

$$d = 0 \text{ și } d = \quad (19)$$

$$= \left(2m + \frac{1}{4}\right)\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \quad (m = 1, 2, 3, \ldots)$$

iar franje luminoase pentru punctele în care:

(20)

$$d = \left(2m - \frac{3}{4}\right)\frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \quad (m = 1, 2, 3, \ldots)$$

Interfranja are valoarea:

$$d\Delta = \frac{\lambda}{\cos\theta' + \cos\theta''} \quad (21)$$

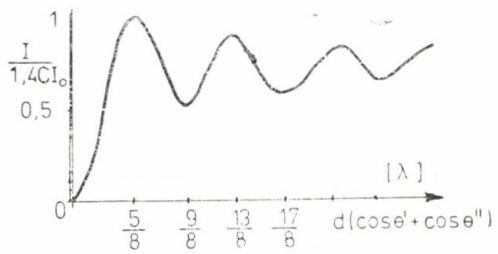


Fig. 8

Fig. 9

Vizibilitatea franjelor este reprezentată în figura 8, iar figura 9 arată imaginea obținută la observarea în timp real a unei palete de turbină vibrînd în primul mod torsional.

Obiectul deplasat static și vibrînd

Marea sensibilitate a interferometriei holografice față de deplasările (avînd ordinul de mărime comparabil cu λ) ale diferitelor componente optice, face ca peste imagine să apară franje de interferență mascînd fenomenul studiat. Pe de altă parte, în multe situații, se urmărește să se realizeze fie o sensibili-

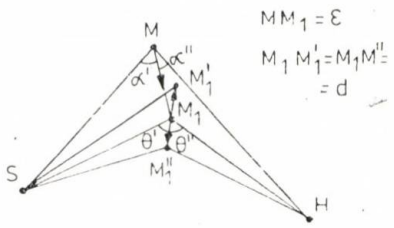


Fig. 10

zare, fie o desensibilizare a interferometriei holografice față de deplasările pe anumite direcții ale obiectului. De asemenea, la studiul vibrațiilor în timp real,

$$d = \left(m - \frac{1}{4}\right) \frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \quad (m = 1, 2, 3, \ldots) \tag{24}$$

iar franje vărgate pentru:

$$d = 0 \text{ și } d = \tag{25}$$

$$= \left(m + \frac{1}{4}\right) \frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \quad (m = 1, 2, 3, \ldots)$$

Interfranja corespunde unei variații de amplitudine de:

$$\Delta d = \frac{\lambda}{2(\cos\theta' + \cos\theta'')} \tag{26}$$

Această valoare este jumătate din cea dată de expresia (21), pentru cazul în care nu există și deplasare statică are o sensibilitate dublă. Sensibilitatea față de factorii perturbatori externi, care pot produce franje nedorite peste imagine, este mult redusă, deoarece orice astfel de perturbări nu fac decît să modifice în mică măsură sistemul de franje introdus în

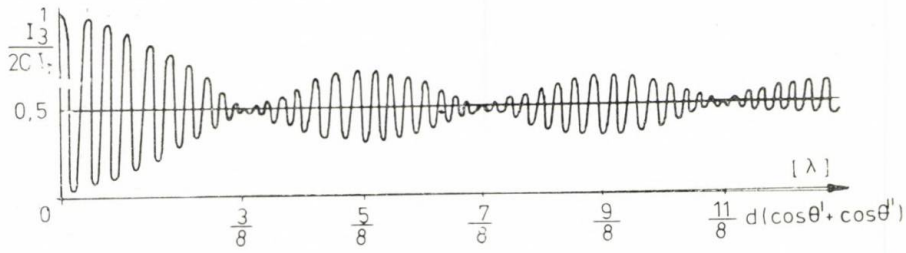


Fig. 11

contrastul franjelor este mic și orice modificări accidentale în geometria montajului depreciază sensibil calitatea imaginii.

În cazul în care se introduce în mod intenționat, la observarea în timp real, o deplasare de corp rigid a obiectului, se pot realiza simultan atît o desensibilizare față de acțiunea factorilor perturbatori externi cît și o creștere a sensibilității față de vibrațiile obiectului și o îmbunătățire a contrastului. Pe figura 10 s-au notat cu ε mărimea deplasării statice, făcînd unghiurile α' și α'' cu direcțiile de iluminare și de observare, și cu d amplitudinea vibrației, făcînd cu aceleași direcții unghiurile θ' și θ''.
Relația (3) devine astfel:

$$\overline{U}_i = k\overline{U}_0 \left[e^{j\frac{2\pi}{\lambda}\varepsilon(\cos\alpha' + \cos\alpha'')} \cdot e^{j\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')\sin\omega t_{-1}} \right] \tag{22}$$

iar intensitatea, mediată pe perioada minimă de observare în planul detectorului (ochi, cameră TV, film foto), este:

$$I = CI_0 \left[1 - \cos\frac{2\pi}{\lambda}\varepsilon(\cos\alpha' + \cos\alpha'') \cdot J_0\left(\frac{2\pi}{\lambda}d(\cos\theta' + \cos\theta'')\right) \right] \tag{23}$$

Alegînd $\varepsilon(\cos\alpha' + \cos\alpha'') \gg d(\cos\theta' + \cos\theta'')$, franjele întunecoase și cele luminoase din metoda precedentă devin franje vărgate, separate între ele prin franje gri. Franje gri apar pentru toate punctele în care:

mod intenționat prin translația obiectului. Contrastul franjelor este mult îmbunătățit, după cum rezultă și din figura 11, întrucît franjele vărgate asigură o vizibilitate mai bună decît cele luminoase și întunecoase. Cele afirmate mai sus sînt exemplificate prin cele două imagini din figurile 12, 13 prezentînd două aplicări diferite ale acestei metode.

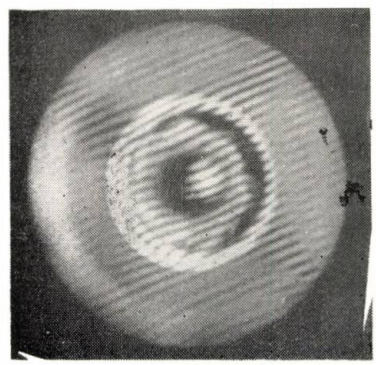


Fig. 12

Trecerea în revistă a acestor metode de bază în interferometria holografică a permis în primul rînd o tratare unitară a lor și stabilirea unor relații de interpretare cantitativă a franjelor de interferență care elimină o serie de confuzii și greșeli întîlnite în literatura de specialitate, îndeosebi referitor la

studiul vibrațiilor în timp real atunci cînd se aplică și o translație statică obiectului. De menționat că rezultate asemănătoare cu cele ale ultimei metode menționate se pot obține

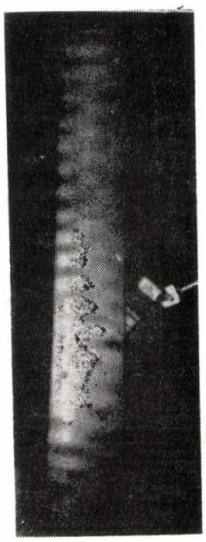


Fig. 13

și printr-o translație sau o rotație a hologramei sau printr-o ajustare a poziției sursei de iluminare a obiectului în timpul observării.

Totodată se pot pune în evidență comparativ principalele caracteristici ale diferitelor metode interferometrice, ceea ce permite o alegere justă a metodei celei mai indicate într-o anumită aplicație concretă din controlul nedistructiv.

Astfel, în cazul solicitărilor care duc la deformații sau deplasări statice sau quasistatice (vibrații în regim armonic permanent) atît interferometria holografică în timp real, cît și cea cu dublă expunere și cea cu mediere în timp permit măsurarea, fără contact, a deplasării oricărui punct de pe suprafața obiectului, cu o sensibilitate de ordinul 10^{-7}m ; în plus, în cazul măsurării vibrațiilor metoda în timp real permite măsurarea frecvențelor de rezonanță și alegerea frecvenței celei mai potrivite pentru punerea în evidență a unui anumit defect, iar în cazul deformațiilor statice permite alegerea cea mai convenabilă a punctului de aplicație sau a mărimii sarcinilor care se aplică obiectului, pentru evidențierea defectului. Modificările, de tipul celor expuse în figurile 10—13, efectuate în timp real în geometria montajului holografic, aduc o creștere a imunității față de perturbații a sistemului, precum și o creștere a sensibilității și o îmbunătățire a contrastului franjelor observate.

În aplicarea metodelor interferometrice descrise mai sus, autorul a mai pus la punct și utilizează în mod curent la loboratorul de holografie al catedrei de Rezistența materialelor cîteva metode auxiliare prin care se realizează, pe o cale simplă, o îmbunătățire a contrastului franjelor.

O primă metodă, care se aplică extrem de simplu în cursul copierii fotografiilor realizate de pe holograme, constă într-o pseudosolarizare a hîrtiei fotografice (Arfo) în timpul developării, însoțită de apariția liniilor Mackie pe imagine, ceea ce duce la un sistem de franje suplimentare, marcînd regiunile de trecere de la alb la negru. Se realizează astfel o îmbunătățire substanțială a conturului franjelor, utilă identificării poziției acestora pe imaginea obiectului. Metoda este ilustrată prin figurile 14 și 15, imaginea din figura 14 fiind obținută prin prelucrare obișnuită iar cea din figura 15 utilizînd metoda expusă de îmbunătățire a conturului.

O altă metodă cu rezultate similare, aplicabilă și în timp real, este bazată pe prelucrarea electronică a semnalului dat de o cameră de televiziune cu ajutorul căreia se ob-

Fig. 14

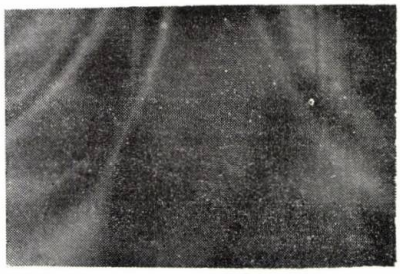


Fig. 15

servă în timp real imaginea holografică, sau se transmite o imagine înregistrată cu dublă expunere sau cu mediere în timp. Figurile 16 și 17 redau, comparativ, o imagine neprelucrată și una prelucrată electronic a aceluiași sistem de franje de interferență.

Figura 18 redă, de asemenea, aceeași imagine, prelucrată electronic cu ajutorul aceluiași circuit, după acționarea unuia din reglaje. Spre deosebire de imaginea din figura

17, în care există doar două nivele de gri (alb și negru), aici există trei nivele, delimitîndu-se precis și conturul franjelor (ca la metoda liniilor Mackie). Imaginile din figurile 16, 17 și 18 au fost fotografiate fără a se schimba nici unul dintre parametrii (timp de expunere, diafragmă, contrast, luminozitate, etc.) ai camerei TV, monitorului sau aparatului de fotografiat.

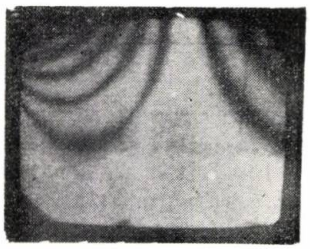


Fig. 16

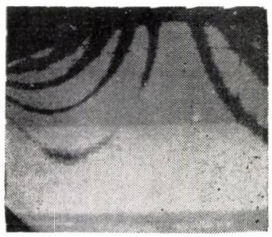


Fig. 17

Schema bloc a circuitului utilizat este redată în figura 19 și se bazează pe o conver-

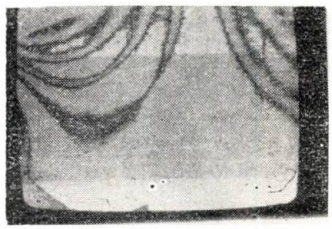


Fig. 18

sie analog — numerică a semnalului de televiziune, după separarea impulsurilor de stingere și de sincronizare din semnalul video complex.

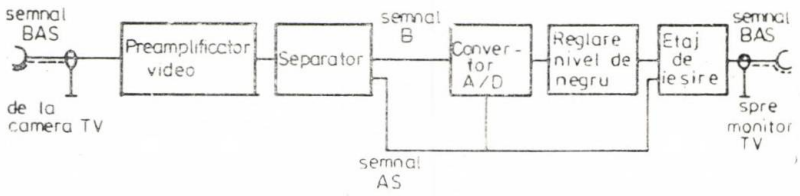


Fig. 19

CZ : 338.05 : 621 753.1

Metodă de sortare nedistructivă a materialelor feromagnetice

Chim. Iosif **LIBAL**, ing. M. **OLTEANU** — Întreprinderea „Metalul Roșu" Cluj-Napoca
Fiz. Viorica **SIMION** — Fac. Fizică — Universitatea „Babeș—Bolyai" Cluj-Napoca

Introducere

În cadrul controlului nedistructiv, metodele electromagnetice și-au găsit un domeniu vast de aplicare prin interdependența dintre mărimile caracteristice magnetice, respectiv electrice, ale metalelor și caracteristicile lor fizico-mecanice [1], [2]. Aceste legături permit determinarea diferențelor de compoziție chimică, structură, tratament termic etc. ce există între o piesă-etalon și altele din același stoc de materiale, respectiv din aceeași serie de fabricație sau șarjă. Avînd în vedere complexitatea acestor legături și posibilitatea apariției erorilor în cazul interpretărilor greșite, se explică faptul că aceste metode și-au găsit o utilizare limitată în țara noastră [3].

Aplicarea metodei și realizarea aparatului a fost impusă de necesitățile selectării unui mare număr de țevi ce urmau să fie sudate pentru bateriile schimbătoarelor de căldură ale instalațiilor de aer condiționat. Lotul de țevi dimensional identice cuprindea materiale de compoziție chimică diferită, ceea ce conducea la nesudabilitatea unei părți din ele prin tehnologia prescrisă. Determinarea acestora prin analiză chimică ar fi fost anevoioasă și costisitoare datorită cantității mari de reactivi necesari. Principiul metodei este cu-

noscut din literatură, dar realizarea aparatului prezintă elemente de noutate, ce îi imprimă un caracter original.

Principiul metodei

Metodele destinate verificării compoziției chimice a materialelor, controlului tratamentului termic, etc., fac parte din grupa metodelor structuroscopice.

Cu aparatele elaborate pentru scopuri structuroscopice se măsoară de obicei mărimi proporționale cu una din caracteristicile fizice ale materialului din care sînt executate piesele sau semifabricatele controlate. De cele mai multe ori, denumirea metodei este determinată de caracteristica fizică măsurată. Astfel de exemplu, la metodele coercimetrice, permeametrice și remanentoscopice se determină mărimi apropiate de forța coercitivă H_c permeabilitatea magnetică în anumite cîmpuri μ și inducția remanentă B_r.

Este cunoscut că diferite caracteristici fizice au sensibilități diferite față de diferitele proprietăți structural mecanice ale materialelor. Astfel, valoarea saturației magnetice este foarte sensibilă față de cantitatea de fază feromagnetică și practic insensibilă față de factorii structurali (gradul de dispersie, forma și caracterul amplasării diferitelor faze), pe cînd permeabilitatea magnetică în domeniul cîmpurilor slabe variază în funcție de valoarea tensiunilor interne din material.

Introducînd în interiorul unei inductanțe mutuale cu diametrul real D_s un corp cu diametrul D_m (fig. 1), avînd permeabilitatea

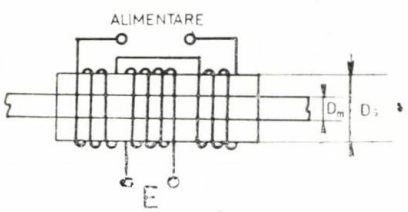


Fig. 1

relativă μ_r, datorită curenților turbionari ce apar, se modifică inducția magnetică și ca urmare forța electromotoare secundară va lua valoarea E [4].

Pentru determinarea acestei tensiuni se introduce o permeabilitate complexă de calcul $\mu_c < 1$, variabilă în funcție de axa de simetrie a piesei și se admite că intensitatea cîmpului magnetic H_0 rămîne constantă. Se ajunge la relația :

$$E = E_0 (1 - \eta + \eta \mu_c \mu_r)$$

în care E_0 este valoarea tensiunii electromotoare din bobină aflată în același cîmp H_0 în lipsa piesei și $\eta = D_m/D_s)^2$ este coeficientul de umplere a bobinei.

În cazul materialelor para și diamagnetice rolul determinant îl are termenul $(1 - \eta)$, deoarece μ_r poate avea valori cel mult egale cu unitatea, iar μ_c este totdeauna subunitar. La piesele feromagnetice în schimb predomină termenul $\eta \mu_c \mu_r$ datorită permeabilității relative μ_r.

În aparatele permeametrice, traductorul se compune dintr-o înfășurare primară și una secundară dispuse pe piesa ce trebuie controlată, iar drept compensator se folosește un sistem similar compus dintr-o bobină primară și una secundară dispuse pe o piesă etalon.

Valorile forțelor electromotoare secundare pentru etalon și probă se pot exprima astfel :

$$E_1 = E_0 (1 - \eta + \eta \mu_c \mu_{r1})$$

$$E_2 = E_0 (1 - \eta + \eta \mu_c \mu_{r2})$$

iar diferența acestora :

$$E_1 - E_2 = E_0 \cdot \eta \cdot \mu_c (\mu_{r1} - \mu_{r2})$$

În concluzie diferența forțelor electromotoare secundare (pusă în evidență cu ajutorul instrumentului) este direct proporțională cu diferența permeabilității relative $E_0 \cdot \eta \cdot \mu_c$ avînd o valoare constantă, dacă condițiile de magnetizare în circuit sînt identice.

Descrierea aparatului

Montajele indicate în literatură lucrează în toate cazurile în curent alternativ, mărimea variabilă urmărită fiind de obicei o tensiune alternativă. Fără osciloscop, în aceste montaje nu se poate stabili dacă este de calitate mai bună proba sau etalonul, ci doar dacă există deosebiri între ele. De asemenea, nu pot fi sortate mai mult de două calități de materiale.

Aparatul prezentat înlătură aceste dezavantaje prin folosirea unei punți de curent continuu și a unui voltmetru magnetoelectric cu ax central și scară bilaterală. Schema de principiu a montajului este prezentată în figura 2.

Tensiunea de lucru se obține de la rețea cu ajutorul transformatorului **T**. Transformatoarele fără miez $\mathbf{T}_1$ și $\mathbf{T}_2$ sînt identice, cuprinzînd primarele $\mathbf{P}_1$, $\mathbf{P}_2$ și secundarele $\mathbf{S}_1$, $\mathbf{S}_2$ realizate separat pe cîte o carcasă cilindrică, al căror diametru interior este cu puțin mai mare decît diametrul exterior al pieselor de examinat. Piesa, aleasă ca etalon pe baza

analizelor chimice, se introduce în interiorul transformatorului T_1, iar cea de măsurat în interiorul transformatorului T_2. Diferențele de permeabilitate existente între cele două piese, se traduc în valori diferite ale tensiunilor la bornele secundarelor S_1, respectiv

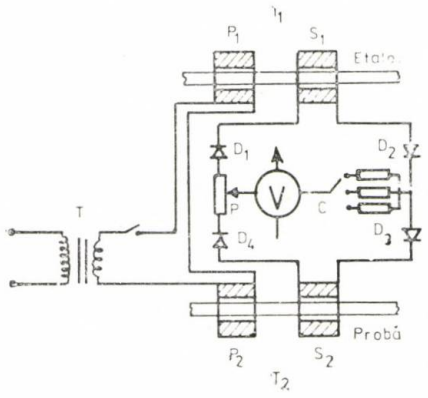


Fig. 3

S_2. Diferența dintre cele două tensiuni redresate de diodele D_1, D_2 și D_3, D_4 este pusă în evidență de voltmetrul **V**. Echilibrarea, pentru o pereche de transformatoare, se face o singură dată cu ajutorul potențiometrului **P**, folosind ca probă și etalon piese identice. Sensibilitatea voltmetrului se reglează prin comutatorul **C**.

În acest montaj o probă cu permeabilitate magnetică mai mare decît cea a etalonului va produce o deviație a instrumentului într-un sens, iar una cu permeabilitate mai mică în sens opus. Rezultă deci posibilitatea sortării materialelor în funcție doar de sensul deviației instrumentului. Montajul permite ca aparatul să selecteze nu numai două sorturi de materiale, așa cum se întîmplă cu montajele citate în literatură [5], [6], ci trei sau chiar mai multe, față de piesa-etalon, cu permeabilități mai mari sau mai mici între anumite limite.

Rezultate experimentale

Aparatul realizat a fost experimentat la sortarea țevilor ∅ 18 x 2 și ∅ 40 x 2,5, **OLT 35 K, OLT 45 K și OLT 65 M.**

Folosind ca etalon o țeavă **OLT 45 K,** cu conținut de carbon și mangan la limita superioară (C = 0,18%, Mn = 0,65%), deviațiile instrumentului în cazul țevilor **OLT 35 K** ajung pînă la —15 unități de scară, iar în cazul țevilor **OLT 65 M** pînă la +15 unități de scală. Rezultatele sînt în concordanță cu analizele chimice efectuate pe aceleași țevi, așa cum reiese din tabelul 1.

Prin prelucrarea statistică a rezultatelor comparate cu o serie de analize chimice, s-a stabilit că la sensibilitatea folosită în cadrul experiențelor 1 diviziune de scală corespunde la o diferență în concentrația carbonului față de etalon de 0,01% (la aceeași conținut de Mn) și o diferență în concentrația manganului de 0,05% (la aceeași conținut de C).

Dacă notăm cu x diferența de concentrație în carbon a probei față de etalon și cu y diferența de concentrație în mangan, se poate ajunge la următoarea ecuație liniară pentru indicația instrumentului, notată cu N:

$$N = 100\left(x + \frac{1}{5}y\right)$$

Tabelul 1

Nr. crt.	Conținut C %	Conținut Mn %	x 100	y 100	Indicațiile instrumentului
1	0,098	0,70	—3	5	—7
2	0,10	0,70	—3	5	—4,5
3	0,13	0,70	—5	5	—5
4	0,14	1,00	—4	35	+8
5	0,098	0,62	—8	—3	—6,5
6	0,10	0,67	—8	2	—1
7	0,13	0,63	—5	—2	—3,5
8	0,23	1,30	5	65	+15
9	0,16	0,60	—2	—5	—2
10	0,12	0,62	—6	—3	—15
11	0,14	0,59	—4	—6	—7
12	0,13	0,60	—5	—5	—7
13	0,13	0,49	—5	—16	—12
14	0,085	0,68	—10	3	—10
15	0,13	0,88	—5	23	+0,5
16	0,145	0,68	—3	3	+0,5
17	0,152	0,40	—3	—25	—7
18	0,15	0,58	—3	—7	—13
19	0,16	0,58	—2	—7	—3
20	0,14	0,50	—4	—15	—10
21	0,16	1,06	—2	41	+13
22	0,155	0,66	—2	1	—4
23	0,165	1,42	—1	77	+9
24	0,165	1,50	—1	85	+7,5
25	0,17	0,54	—1	—11	—10
26	0,15	0,75	—3	10	+0,5
27	0,17	0,80	—1	15	+0,3
28	0,19	0,60	1	—5	+0,5
29	0,19	1,40	1	75	+14
30	0,15	1,30	—3	65	+14

În graficul din figura 3 s-a reprezentat N în funcție de $100\left(x+\frac{1}{5}y\right)$.

Punctele se dispun aproximativ după o dreaptă, ceea ce este în sprijinul aproximației făcute pentru probele analizate. Ținînd seama de erorile admise la analiza chimică, s-au trasat cele două drepte cu linii întrerupte. În zona limitată de acestea, se situează 66% din punctele reprezentate. Dispersia rezultatelor măsurărilor se poate datora faptului că s-au urmărit diferențele în carbon și mangan (elemente care influențează puternic călibilitatea), iar restul elementelor chi-

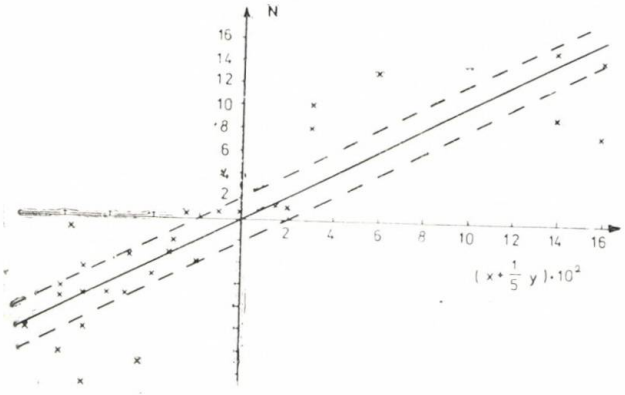


Fig. 2

mice nu au fost analizate, precum și diferențelor în tratamentul de normalizare aplicate la fabrica producătoare.

În cadrul experiențelor folosind traductoare fără miez de tipul celei din figura 4, la care $b \simeq 2a$, $D \simeq b$ și $D \simeq 3d$, s-a observat că indicațiile instrumentului sînt puternic influențate de duritatea probei și practic nu depind de abaterile dimensionale admise de norme.

Astfel la țevile de ∅ 18 x 2 mm după reducerea diametrului exterior prin strunjire la 17,6 mm, diferența era de 1 diviziune.

În cazul pieselor la care se aplică tratamente termice de călire și revenire, duritatea în final fiind încadrată între două limite, aparatul realizat poate servi la testarea ra-

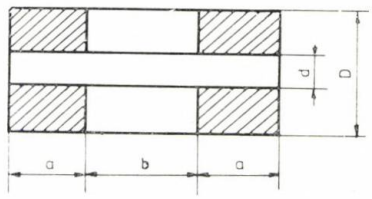


Fig. 4

pidă a calității tratamentelor, piesele putîndu-se separa în trei sorturi : cu duritate mică, corespunzătoare și depășită.

Concluzii

Prin aplicarea metodei descrise, la sortarea țevilor, procentul de rebut la bateriile schimbătoarelor de căldură a scăzut sub 1%. Deși este dezavantajos faptul că indicațiile aparatului sînt influențate în același timp de mai mulți factori, sortarea în funcție de caracteristica urmărită este posibilă atunci cînd este precedată de o etalonare și se execută în baza urmăririi statistice a rezultatelor obținute, apelîndu-se și la metode clasice.

Avantajul procedeului constă în rapiditatea determinărilor, fără nici o pregătire prealabilă a piesei sau a suprafeței acesteia. Datorită greutății reduse a aparatului, simplității în manevrare precum și consumului redus de energie electrică, costul operațiilor de control este foarte redus ; în plus metoda este însoțită de o capacitate de control foarte ridicată, durata unei determinări fiind de ordinul secundelor. Sistemul se pretează și pentru sortări în flux continuu complet automatizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vidal, G., Lanusse, P.:* Rev. Metallurgie 54, nr. 2, p. 126, 1957.

[2] *Dethjar, I., Levina, D.:* Fizika metallov i metallovedenie, 12, nr. 1, p. 30, 1961.

[3] *Vlădescu, M.:* Metode uzuale de control nedistructiv, Editura Militară, București, 1977.

[4] *Förster, F., Stambke, K.:* Zeitschrift f. Metallkunde, 45, nr. 4, p. 168, 1954.

[5] *Nazarov, S. T.:* Defectoscopia nedistructivă a metalelor, trad. din lb. rusă, Editura tehnică, București, 1964.

[6] *Nădășan, Șt.:* Încercări și analize de metale, Editura tehnică, București, 1965.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Unele observații privind aplicarea metodei de control cu lichide penetrante la armături industriale

Fiz. Alexa **MOLDOVAN** — Întreprinderea de Utilaj Petrolier Tîrgoviște

Industria petrochimică, ramură importantă în economia țării, cunoaște un ritm de dezvoltare deosebit de mare, astfel că necesarul de armături speciale este în continuă creștere. În prezent aceste armături sînt importante, industria constructoare de mașini din țară asigurînd armături numai pentru circuite secundare din procesul tehnologic.

Se pune problema fabricării acestor armături în țară. Literatura de specialitate și normele departamentale de execuție precizează că armăturile trebuie să prezinte o înaltă siguranță în exploatare și etanșeitate perfectă. Probleme deosebite apar în cazul cînd prin acestea circulă fluide de lucru ce conțin hidrogen și/sau sulf și compuși ai acestora, la temperaturi înalte precum și la

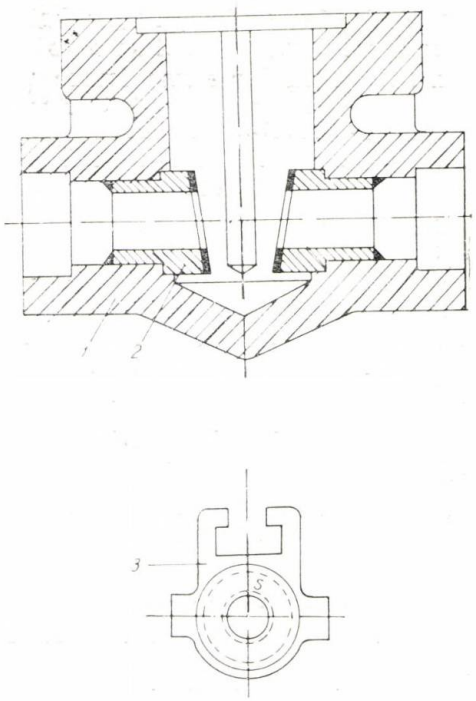


Fig. 1
1. corp; 2. scaun; 3. pană.

temperaturi joase, datorită fenomenului de coroziune intercristalină, respectiv fragilizare.

Suprafețele de etanșare ale corpului și ale organului obturator (fig. 1), după încărcare cu sudură, se rectifică și nu trebuie să prezinte defecte de suprafață : pori, incluziuni de zgură, fisuri, etc. Din punct de vedere tehnic, această cerință se justifică prin următoarele :

— suprafața pe care se realizează etanșarea are lățimea de 3—4 mm ;
— existența defectelor de suprafață favorizează corodarea intercristalină, datorită posibilității de incubare a fluidului coroziv ;
— se reduce aria suprafeței de etanșare.

În figura 2, este redată schematic reducerea suprafeței de etanșare datorată defectelor de tip :

a — fisuri ;
b — incluziuni gazoase.

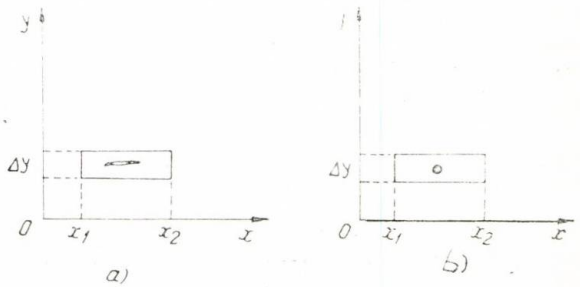


Fig. 2

Din suprafața S pe care se face etanșarea detașăm elementul $\Delta S = (x_2 - x_1)\Delta y$
Prezența unui defect de mărime ΔS_d va reduce această suprafață la $\Delta S_1 = \Delta S - \Delta S_d$
Procentual suprafața activă se poate exprima prin :

$$\frac{\Delta S_1}{\Delta S}[\%] = 100\,(1 - \Delta S_d / \Delta S)$$

Reducerea suprafeței de etanșare datorată defectelor de tip fisuri și incluziuni de gaze este redată în tabelul 1. Valorile obținute se referă la armătura : robinet cu sertar paralel $P_n = 160$ daN/cm^2 ; $D_n = 20$ mm ; $T_1 = 400$°C, fabricat la Intreprinderea de Utilaj Petrolier Tîrgoviște. Defectele au fost puse în evidență cu lichide penetrante **spotchet** iar mărimea

defectelor au fost măsurate cu ajutorul unei lupe gradate avînd precizia de citire de 0,01 mm.

Analiza rezultatelor din tabel a permis să se scoată în evidență că defectele de tip în-

Tabelul 1

Nr. crt.	Denumirea defectului	Dimensiunile defectului (mm)	Elementul de suprafață ΔS dimens. (mm)	$\frac{\Delta S_1}{\Delta S}$ [%]	$\frac{\Delta S_d}{\Delta S}$ [%]
1	Fisură	$x=1$; $y=0{,}02$	$x_2 - x_1 = 4$	99,500	0,500
2	„	$x=1{,}5$; $y=0{,}1$	$\Delta y = 1$	96,250	3,750
3	Incluz. de gaze	d = 0,30		98,236	1,764
4	„	$d=0{,}50$		95,096	4,904
5	„	$d=0{,}85$		85,821	14,179

cluziuni de gaze, reduc mult mai accentuat elementul de suprafață ΔS, față de defectele de tip fisuri.

Avînd însă în vedere că în exploatare fisurile au tendința de a se dezvolta, prezența lor nu poate fi admisă. Prezența defectelor incluziuni de gaze pe suprafața de etanșare consider că poate fi admisă în următoarele situații :

— frecvența și mărimea defectelor să fie limitată astfel ca suprafața totală aferentă acestora să nu depășească mai mult de 5% din suprafața de etanșare ;
— distanța între două defecte vecine să fie suficient de mare ;
— să nu existe coincidență sau apropieri între defectele admise pe suprafața de etanșare a corpului și suprafața de etanșare a obturatorului.

Probele de etanșeitate efectuate pe un număr de 10 armături, la care s-a admis pe suprafața elementului obturator cîte un defect cu $d \leqslant 0{,}4$ mm, au corespuns condițiilor din normele departamentale.

Pentru a pune în evidență existența unor eventuale defecte de suprafață s-a utilizat metoda de control cu lichide penetrante. Controlul s-a efectuat asupra 2400 repere în condițiile indicate de **STAS 10214—75** și **ASTM E—165—65.** Pentru clasificarea defectelor s-au folosit fotografii de referință standard pentru control cu lichide penetrante **E. 433—71** și prescripțiile tehnice **ISCIR CR 6—78.**

În figurile 3, 4, 5, sînt prezentate unele tipuri de defecte puse în evidență pe parcursul controlului.

În timpul efectuării controlului s-a constatat că defectele fisuri și incluziuni de zgură pot fi puse ușor în evidență, indicațiile obținute fiind concludente. Defectele incluziuni de gaze nu totdeauna puteau fi puse în evidență, unele erau vizibile cu ochiul liber, dar nu dădeau indicații la controlul cu lichide penetrante. Se punea problema eficienței tehnicii de control. O analiză mai atentă

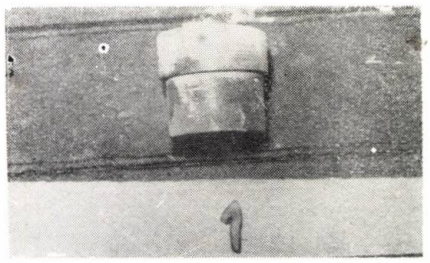


Fig. 3 Scaun 1. por.

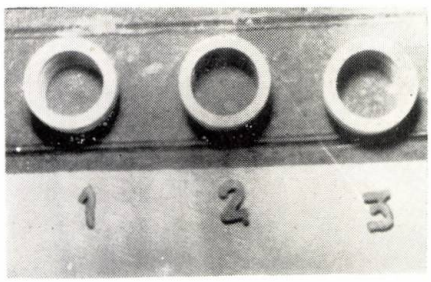


Fig. 4 Scaun
1. fără defect; 2. por; 3. zgură.

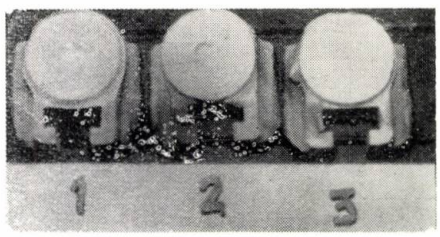


Fig. 5 Pană
1. fără defect; 2. por; 3. fisură.

a modului de lucru a permis să se observe că atunci cînd deschiderea defectului este mare în comparație cu adîncimea lui, la operația de îndepărtare a lichidului penetrant de pe suprafața controlată, se îndepărta și lichidul penetrant din locul cu defect. Se pune întrebarea : există un raport între deschiderea defectului și adîncimea lui, pentru care, în condiții obișnuite de control, să se obțină indicații asupra defectului.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : I.P.C.U.P. București, N.I.D. Condiții tehnice unitare pentru execuția și utilizarea armăturilor industriale petrochimice.
[2] * * * : STAS 10214—75. Defectoscopie cu lichide penetrante.
[3] * * * : ASTM E—165—65. Metode standard pentru control cu lichide penetrante.
[4] * * * : ASME. Boiler and pressupe vessel code — section V. Ediția 1974.
[5] * * * :ASTM E 433—71. Fotografii de referință standard, pentru control cu lichide penetrante.

CZ : 338.05 : 621 753.1

Aspecte din activitatea unui laborator uzinal de control nedistructiv

Ing. Florin **CIOBOTARU**, subing. Constantin **VĂDUVA** — Întreprinderea „23 August" Bucureşti

Din punct de vedere organizatoric, compartimentul de control nedistructiv care funcţionează pe lîngă serviciul de control tehnic din uzină, cuprinde două colective distincte în funcţie de condiţiile diferite de muncă şi anume ; colectivul pentru activitatea de control cu radiaţii penetrante şi colectivul pentru activitatea de control nedistructiv prin metode ultrasonice, magnetice, penetranţi şi măsurători nedistructive diverse.

Specific controlului nedistructiv cu radiaţii penetrante din cadrul întreprinderii „23 August" îl constituie varietatea mare a produselor supuse acestor verificări, atît ca grosime de material variază (între 4 mm şi 100 mm), cît şi ca formă şi dimensiuni de gabarit, pornind de la robineţii pentru fabricaţia de compresoare cu diametrul de circa 20 mm, pînă la tubulatura liniilor destinate fabricilor de ciment al căror diametru depăşeşte 4500 mm.

Controlul cu radiaţii penetrante se aplică atît la îmbinările sudate cît şi la produse turnate, cum sînt, de exemplu, carterele motoarelor diesel sau fundurilor pentru morile de ciment.

De asemenea activitatea de control cu radiaţii penetrante se desfăşoară în totalitate în spaţii special amenajate, complet închise, ecranate corespunzător şi prevăzute cu avertizoare de radiaţii de tip **Gamadet** fabricate de Institutul de Fizică şi Inginerie Nucleară din Măgurele.

Deşi dispunem de o dotare satisfăcătoare, cu aparatură atît roentgen cît şi izotopică pe care o întreţinem şi reparăm cu mijloace proprii, totuşi în activitatea practică ne confruntăm cu o serie de greutăţi legate de imposibilitatea procurării din ţară a diferitelor accesorii strict necesare desfăşurării în condiţii optime a tehnologiei de control.

Dacă deocamdată nu putem produce în ţară aparatura roentgen, defectoscoapele cu surse de Iridiu 192 cu activităţi ridicate sau cele cu surse de Cobalt 60 precum şi filmele radiografice, care nu ar fi posibil să executăm cel puţin celelalte accesorii (negatoscoape, magneţi de prindere, casete, folii, seturi de marcatoare, lupe pentru interpretare, tancuri şi rame pentru developare, etc.) ?

Cum vom putea efectua o interpretare corectă a radiofilmelor fără să dispunem de un negatoscop cu o intensitate luminoasă corespunzătoare ?

Cum vom putea elimina imaginile echivoce de pe radiofilme, atîta timp cît — din lipsă de folii intensificatoare — sîntem nevoiţi să folosim seturile de folii la zeci şi chiar la sute de expuneri repetate ?

Pentru asigurarea cu accesoriile necesare a activităţii de control cu radiaţii penetrante, am apelat şi apelăm în continuare la import, însă procurarea lor devine din ce în ce mai

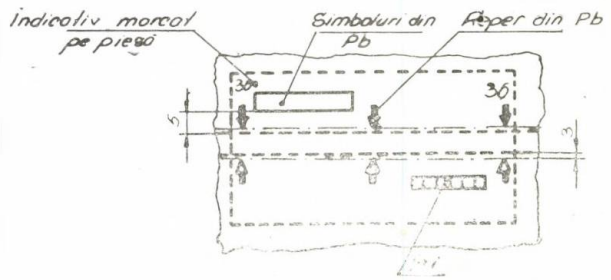


Fig. 1 Model de marcaj a radiofilmelor (conform STAS 6606/75).

dificilă, fapt care are repercusiuni însemnate asupra calităţii activităţii noastre şi implicit asupra calităţii produselor pe care le controlăm.

Deşi aceste probleme au mai fost sesizate de nenumărate ori şi încă cu mulţi ani în urmă, nici pînă în prezent nu s-a întreprins nici o acţiune practică pentru soluţionarea lor.

De aceea, considerăm necesar ca în cadrul comisiei de control nedistructiv să se formeze un colectiv de specialişti, care să

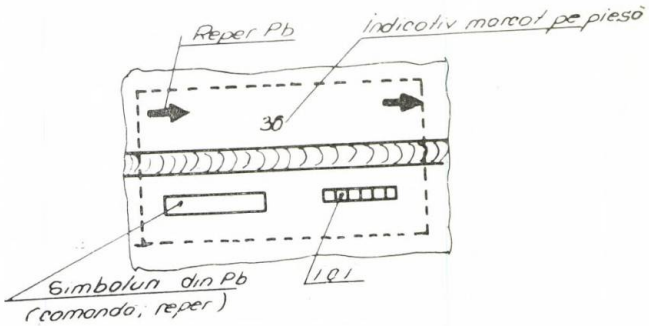


Fig. 2 Model de marcaj a radiofilmelor (propunerea Uzinei „23 August").

analizeze în amănunțime problema accesoriilor necesare activității de control cu radiații penetrante din țara noastră, să stabilească (după diversele accesorii achiziționate pînă

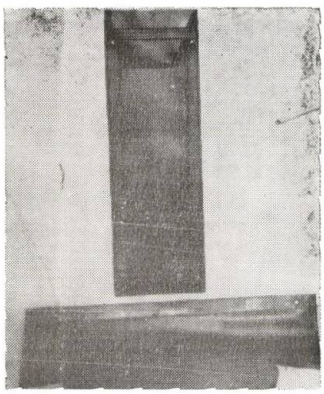


Fig. 3 Imaginea casetei cu bandă magnetică pentru autosustinere.

în prezent din import) care sînt tipurile cele mai convenabile, pentru a propune ca, după modelele acestora, să se treacă la execuția lor în țară.

Considerăm că este absolut posibil ca (de exemplu) întreprinderea „Electromagnetica" să execute magneții de prindere, I.O.R. să

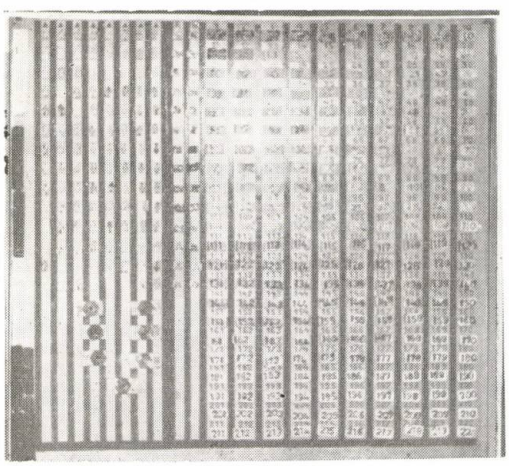


Fig. 4 Imaginea panoului cu indicative de marcaj, săgeți și I.C.I. prevăzute cu bandă magnetică pentru autosustinere.

producă ochelarii pentru interpretare, INOX să producă ramele pentru developare, întreprinderea „Automatica" sau o altă întreprindere de profil să producă negatoscoapele de mare intensitate chiar dacă pentru început ar mai fi necesar să se importe lămpile cu halogeni pentru aceste negatoscoape.

De asemenea, și pentru celelalte accesorii, pot fi nominalizate întreprinderi din țară care ar putea să preia execuția lor.

Deoarece, pentru început, important este să precizăm care sînt necesitățile activității noastre pe care le facem cunoscute forurilor de decizie, colectivul propus va trebui să-și finalizeze activitatea printr-un raport care, cu sprijinul organului I.G.S., să fie adus la cunoștința celor în drept pentru soluționare.

Considerăm că numai printr-o acțiune practică și hotărîtă, făcînd cunoscute, și în afara sferei noastre de specialitate, greutățile de care ne lovim, vom putea soluționa problema producerii în țară a diferitelor accesorii, strict necesare activității de control cu radiații penetrante.

Desigur, fiecare a căutat, totuși, să rezolve unele dintre aceste neajunsuri pe plan intern cît mai bine cu posibilitățile pe care le-am avut la îndemînă.

Astfel, ne-am confecționat matrițe, care asigură necesarul de cifre, litere și săgeți de plumb pentru marcarea radiografiilor.

De asemenea, întrucît nu dispunem de un număr suficient de magneți de prindere, avînd în vedere și faptul că la unele produse executăm prin expunerea simultană cîteva zeci sau uneori chiar peste o sută de radiofilme, ne-am confecționat casete cu autosustinere prevăzute cu benzi magnetice.

Pentru ușurarea muncii și mărirea operativității fazelor de pregătire premergătoare expunerii, am renunțat la sistemul de a fixa pe produsul de radiografiat indicativele de marcaj și indicatori de calitate, prin lipirea lor cu ajutorul plastilinei, înlocuindu-l cu prinderea prin intermediul benzilor magnetice. Acest nou sistem de prindere este foarte rapid, sigur și curat.

După cum se știe, STAS 6606/75 prevede ca suprafața controlată să se marcheze prin poansonare în cel puțin două puncte, astfel încît să se identifice poziția radiografiei în vederea localizării defectelor. Prescripțiile tehnce ISCIR CR 20/76 prevăd, de asemenea, necesitatea marcării fiecărui radiofilm la ambele capete cu numere diferite.

Acest sistem de marcaj prin poansonare pe produs a cîte două numere pentru fiecare poziție radiografiată nu este întrutotul convenabil, atît datorită dificultăților de a-l aplica (în special la produse cu lungimi mari de cordoane și cu multe noduri de sudură), cît și faptului că mărește numărul de cavități produse la suprafața materialului de bază, în vecinătatea sudurilor, cavități provocate fără nici un control fiind mai superficiale sau mai profunde, în funcție de forța aplicată ciocanului și de forța poansonului.

Se ajunge astfel la situații cînd, la interpretare, facem fel de fel de măsurări și calcule pentru a determina, să zicem, aria totală a unor sufluri sferice distribuite într-un cordon de sudură și trecem cu vederea cavitățile liniare cu adîncimi importante (uneori peste 0,5 mm, sau chiar mai mult) provocate prin poansonarea materialului de bază în vecinătatea sudurii.

Avînd în vedere cele de mai sus, propunem ca marcarea pe produs a radiofilmelor să se facă cu un singur număr corespunzător planului de control, care să fie poansonat la mijlocul porțiunii ocupate de radiofilm. Acest marcaj va fi completat cu două semne sub formă de săgeți din plumb, așezate la cele două capete ale radiofilmului, paralel cu cordonul de sudură avînd vîrfurile săgeților orientate spre radiofilmul următor cu număr mai mare. Astfel sensul indicat de imaginea săgeților de pe radiofilm va permite identificarea fără echivoc a poziției de așezare a acestuia. De asemenea, prezența imaginii semnului sub formă de săgeată la capetele filmelor de pe poziții alăturate demonstrează că la executarea controlului, capetele celor două filme învecinate au fost suprapuse.

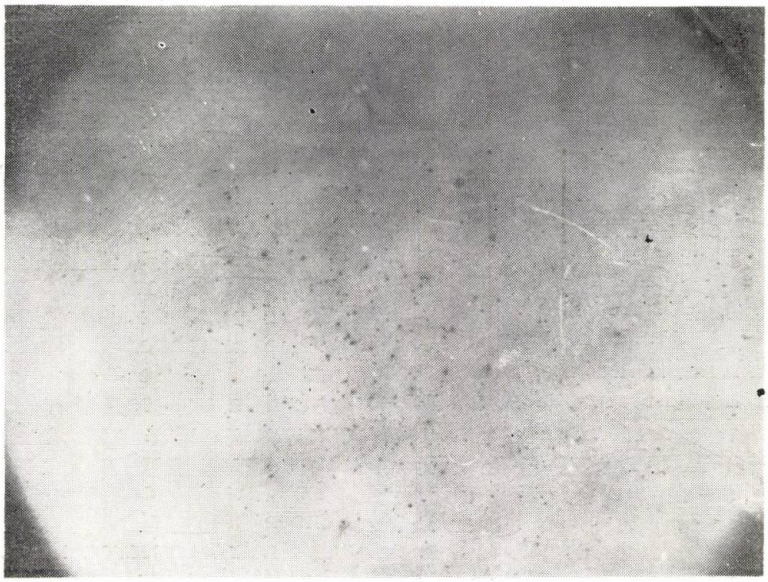


Fig. 5 Material forjat OLC 20, scara 1 : 2. Incluziuni nemetalice de tip oxidice și sulfuri punctaj mai mare de 4.

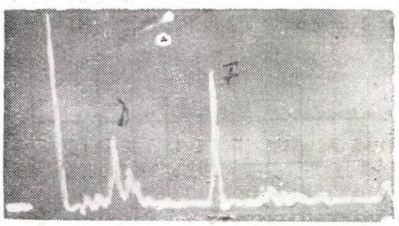


Fig. 5. a

Frecvența : 2 MHz
Diam. sondă : 24
Domeniul : 500 mm
Nr. arbore : 2

Șarja 19836
Adîncime : 105
Amplificare : 5/5
Poz. 3

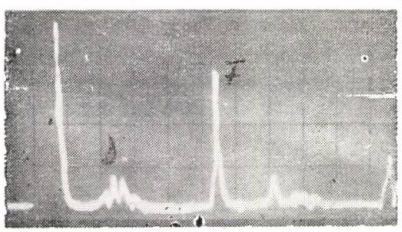


Fig. 5 b

Frecvența : 2 MHz
Diam. sondă : 24
Domeniul : 500 mm
Nr. arbore : 2

Șarja 19836
Adîncime : 105
Amplificare : 5/5
Poz. 1

În legătură cu activitatea de control cu radiații penetrante, mai trebuie semnalat un

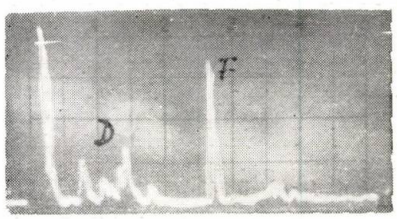


Fig. 5 c

Frecvența : 2 MHz
Diam. sondă : 24
Domeniul : 500 mm
Nr. arbore : 2

Șarja 19836
Adîncime : 105
Amplificare : 5/5
Poz. 2

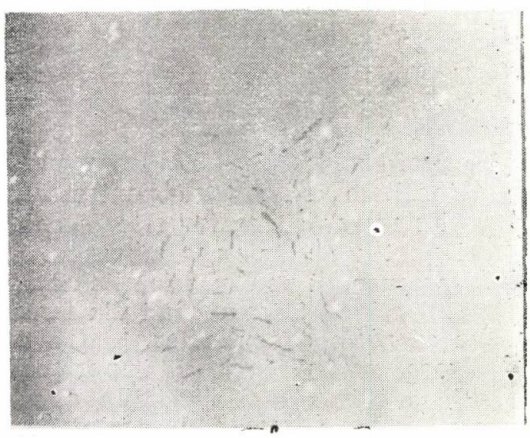


Fig. 6 Bară forjată ∅ 250. Material MoCN 15. Scara 1 : 2,5. Defectul = Fulgi.

aspect legat, după părerea noastră, de insuficienta precizare în Normele Republicane de Securitate Nucleară, elaborate de CSEN, a condițiilor pe care trebuie să le îndeplinească o unitate nucleară, din punct de vedere al personalului, astfel încît această activitate să se desfășoare fără riscul producerii unor incidente.

Nu se poate spune că prevederile existente nu sînt bune, însă ele se referă la cazul

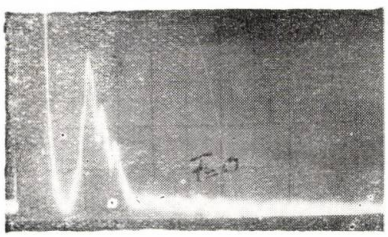


Fig. 6 a

Frecvența : 2 MHz	C-da 261.1026
Domeniul : 500 mm	Reper 1
Adîncime : —	Șarja 40838
Bară 0250 x 2000	Material MDCH 15
	Proba nr. 1

unităților nucleare care își desfășoară activitatea cu radiații doar într-un singur loc de muncă și, eventual, pe intervalul unui singur schimb.

Cum poate fi supravegheată și îndrumată corespunzător, de exemplu, activitatea cu

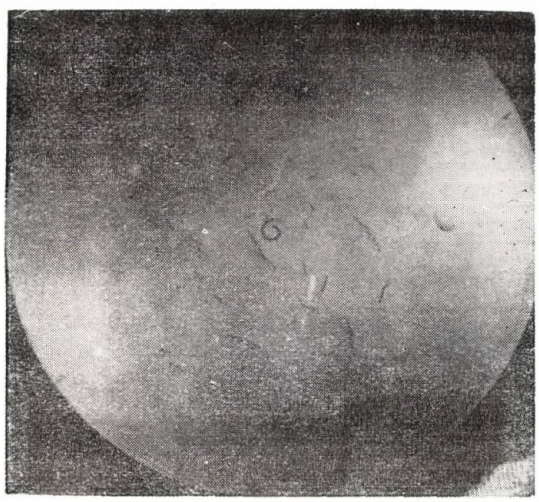


Fig. 7 Arbore material 41 MoC 11. Scara 1 : 2,5. Defectul = Fulgi.

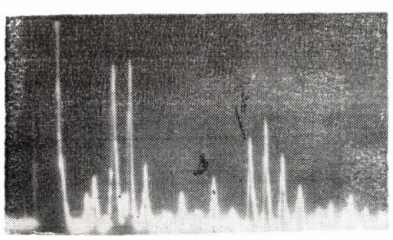


Fig. 7 a

Frecvența : 2 MHz	C-da 429.8158
Domeniul : 500 mm	Reper 1
Adîncime : —	Mat. 41 MoC 11
Elia nr. 2	Șarja 8586
Arbore	Poz. nr. 3

radiații dintr-o mare întreprindere, cum este în cazul întreprinderii „23 August", activitate care se desfășoară în 4—5 locuri de muncă

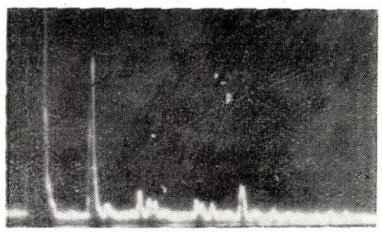


Fig. 7 b

Frecvența : 2 MHz	Arbore
Domeniul : 500 mm	C-da 429.8158
Adîncime : 90 mm	Reper 1
Elia nr. 2	Mat. 41 MoC 11
Poz. nr. 1	Șarja 8586

diferite, fiecare lucrînd în cîte 4 schimburi, atît timp cît conform actualelor prevederi, o asemenea unitate nucleară poate avea încadrate numai un număr de maxim trei cadre tehnice de specialitate?

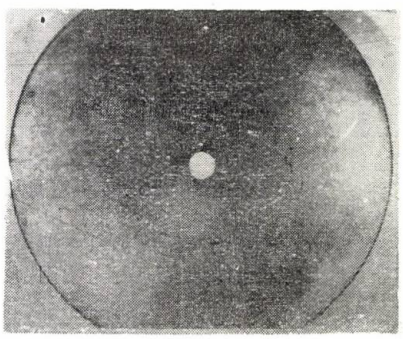


Fig. 8 Arbore material 14 MoC 11. Scara 1 : 4. Defectul = Fulgi cu orientare circulară.

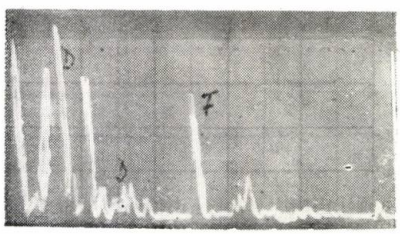


Fig. 9 a

Domeniul : 500 mm	Material 33 MOC 11
Frecvența : 2 MHz	Șarja 27371
Arbore	Distanța de la cap marcat
C-da 680-8013	550—1050
Reper 390	Ad. defectului 50—10

De asemenea, în aceste norme nu se precizează cu claritate nici faptul că în gamagrafia industrială, din punct de vedere al tehnicii securității muncii, activitatea nu trebuie să se desfășoare decît în formații de cel puțin două persoane, avînd în vedere gradul ridicat de pericol pe care îl prezintă utilizarea surselor radioactive, care, în acest domeniu, au ajuns și în țara noastră la activități de ordinul a 100 Curie (Iridiu 192 și chiar Cobalt 60).

Singura prevedere existentă în acest sens, formulată în cadrul articolului 274 din normele privind „Regimul de lucru cu radiații nucleare" și anume că: „nici o persoană nu trebuie să execute lucrări periculoase, fără

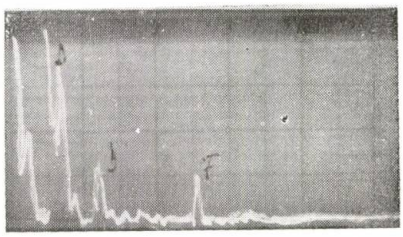


Fig. 8 b

Domeniul : 500 mm
Frecvența : 2 MHz
Arbore
C-da 680-8013
Reper 390

Material 33 MOC 11
Șarja 27371
Distanța de la cap marcat
550—1050
Ad. defectului 50—10

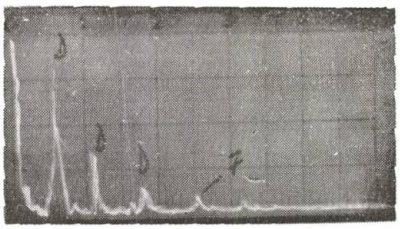


Fig. 8 c

Domeniul : 500 mm
Frecvența : 2 MHz
Arbore
C-da 680-8013
Reper 390

Material 33 MOC 11
Șarja 27371
Distanța de la cap marcat
550—1050
Ad. defectului 50—10

a fi prezentă în vecinătate o altă persoană care să-i acorde ajutor în caz de nevoie", nu ne ajută în efortul nostru de a convinge organele de resort din întreprindere de a ne asigura un număr corespunzător de operatori, ci, din contră, ea poate deveni un punct de acuzare împotriva șefului de unitate nucleară, în cazul cînd se produce un incident și activitatea s-a desfășurat cu un singur operator.

Considerăm, deci, necesar ca aceste observații să fie analizate în cadrul Comitetului de Stat pentru Energie Nucleară și, în cazul cînd se va constata că sînt întemeiate, să se transmită tuturor unităților nucleare de defectoscopie din țară, precizările necesare referitoare la interpretarea prevederilor din actualele Norme de Securitate Nucleară, pentru a se putea crea un cadru organizatoric corespunzător desfășurării activității de control cu radiații penetrante și a se reduce astfel riscul existent în prezent.

Pe lîngă defectoscopia cu radiații penetrante, în întreprinderea „23 August" se utilizează în prezent, într-un volum destul de important, și celelalte metode de control nedistructiv.

Astfel, se poate spune că în ultimii 10—15 ani s-a dezvoltat și extins foarte mult în uzina noastră grupul de metode referitoare la evidențierea defectelor de la suprafața materialelor și anume controlul magnetic, controlul cu lichide penetrante colorate, cu lichide penetrante fluorescente și, de curînd, controlul prin curenți turbionari.

În privința defectoscopiei magnetice, pe lîngă aparatele electromagnetice stabile cu care verificăm produse în stare de semifinalizare (osii pentru locomotive, arbori pentru liniile de ciment, vibrocheni pentru motoare, arbori cotiți pentru compresoare precum și alte produse), posedăm și aparate atît cu jig magnetic cît și cu electrozi de mînă, cu care verificăm atît suduri cît și diferite alte produse forjate sau turnate prin magnetizări parțiale succesive.

Fig. 9 Piesă forjată. Material 41 MoC 11. Scara 1 : 2.
Defectul = Fulgi.

Întrucît atît literatura de specialitate cît și propria noastră experiență ne-a convins asupra superiorității pe care o prezintă, din punct de vedere al sensibilității de detecție, utilizarea particulelor magnetice fluorescente, față de cele colorate, în prezent, în uzina noastră se folosesc — pentru controlul magnetic, în exclusivitate, particule fluorescente,

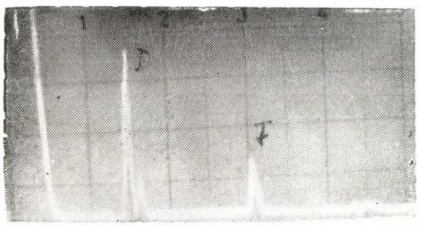


Fig. 9 a

Domeniul : 500 mm
Frecvența : 2 MHz
Distanța zona III
Piston diferențial
C-da 253-9555
Reper 1
Șarja 45399
Material: 41 MOC 11

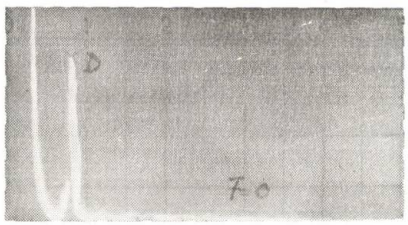


Fig. 9 b

Domeniul : 500 mm
Distanța : zona V
Frecvența : 2 MHz
Piston diferențial
C-da 253-9555
Reper 1
Șarja 45399
Material: 41 MOC 11

în special sub formă de supensie, lichidul purtător fiind petrolul lampant sau apa.

Convingerea noastră, este că, dacă dorim să avem certitudinea că o piesă nu prezintă discontinuități la suprafața materialului (de natura fisurilor), este absolut necesar să se execute și o verificare magnetică (bineînțeles cu condiția ca materialul să fie feromagnetic).

Pe linia dezvoltării defectoscopiei magnetice din țara noastră, apreciem ca lăudabilă

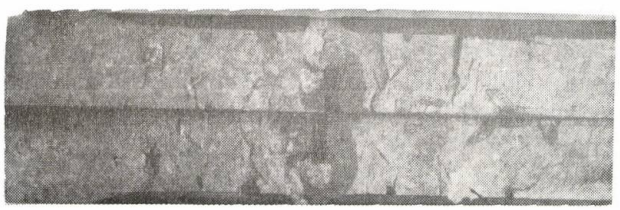


Fig. 10 Imaginea defectului de tip fulgi în secțiunea de rupere a unei epruvete prelevate din materialul cu defecte indicat la fig. 9.

inițiativa I.S.I.M. Timișoara de a proiecta și executa prototipul unui dispozitiv de magnetizare cu jig magnetic.

Considerăm, în această direcție, că s-ar putea proiecta și executa în țară și alte tipuri de defectoscoape magnetice și în special defectoscoapele magnetice mobile, cu curent de 1000—1500 A, care au o largă aplicabilitate, în special la controlul sudurilor. Un argument la cele de mai sus îl constituie faptul că însăși întreprinderea „23 August" a realizat, cu forțe proprii, un defectoscop electromagnetic, cu curent alternativ reglabil pînă la 4000 A, cu care se execută verificarea magnetică a osiilor de locomotivă.

În ceea ce privește utilizarea lichidelor penetrante colorate sau fluorescente, ca mijloc de detectare a defectelor de la suprafața materialelor, menționăm că în cadrul uzinei noastre această metodă se folosește în special în activitatea grupelor de control din secțiile de fabricație pentru verificări interfazice, precum și pentru controlul pieselor executate din materiale nemagnetice, cum sînt, de exemplu, supapele și anticamera din cadrul fabricației de motoare Diesel, repere ce sînt verificate integral cu penetranți fluorescenți de tipul Zyglo.

Deși se poate menționa faptul că un colectiv al întreprinderii noastre a reușit să producă, pentru prima oară în țară, seturi de lichide penetrante colorate (activitate care în prezent a fost preluată de Întreprinderea Nivea Brașov), totuși, din practică, putem afirma că pentru depistarea defectelor (în special a fisurilor de la suprafața materialelor feromagnetice), întotdeauna este de preferat controlul magnetic față de controlul cu lichide penetrante, atît din punct de vedere al pregătirii suprafeței, tehnicii de lucru și costului controlului, cît și al sensibilității de detectare a defectelor.

Metoda de control nedistructiv care a cunoscut o dezvoltare foarte mare în ultimii 10 ani, atît în uzina noastră cît și în alte multe întreprinderi din țară, o constituie defectoscopia ultrasonică.

Cu cele opt defectoscoape de fabricație Krautkrämer, pe care le posedăm, executăm verificări nedistructive curente la produse forjate, laminate și turnate (în diverse faze de fabricație, pornind de la semifabricat pînă la produsul finit), verificări ale cordoanelor de sudură, ale aderenței straturilor placate, precum și măsurări de grosimi în locuri inaccesibile prin alte metode.

În stadiul actual de utilizare a defectoscopiei ultrasonice în țara noastră, pentru controlul ultrasonic dispunem în prezent, cu foarte puține excepții, de norme de control foarte aproximative. Astfel, atît majoritatea normelor interne uzinale de produs, cît și alte norme cu caracter mai larg (normele

interne departamentale, ca de exemplu N.I.D. 5230/1973 referitoare la prescripții tehnice specifice pentru proiectarea, fabricarea și controlul pieselor forjate, sau N.I.D. 3939/1968 privind verificarea ultrasonică a blocurilor de matrițe) impun drept limite pentru condițiile de admisibilitate a defectelor, niște valori destul de arbitrare ale raportului dintre înălțimile ecoului de defect și respectiv de fund, fără a se ține seama de variația importantă pe care o poate suferi semnalul provenit de la defect, atît datorită influenței atenuării, cît și datorită variației puterii impulsului ultrasonor emis în material.

O posibilitate de a înlătura anomaliile de mai sus o constituie fundamentarea condițiilor de admisibilitate a defectelor la controlul ultrasonic, nu pe baza raportului celor două ecouri, ci prin stabilirea unei înălțimi limită pentru ecoul de defect obținut pe etaloane cu defecte artificiale cunoscute, confecționate din același material cu piesa controlată, bineînțeles, trasîndu-se și curba atenuării ultrasunetului în materialul respectiv.

În scopul îmbogățirii experienței laboratorului nostru, pentru îmbunătățirea condițiilor de interpretare a oscilogramelor obținute la controlul ultrasonic, precum și pentru determinarea cu exactitate a naturii defectelor, în vederea eliminării cauzelor care le-au generat, în cadrul uzinei noastre, executăm și diferite secționări ale unor produse ce au prezentat defecte la verificarea ultrasonică, secțiuni care sînt apoi analizate macroscopic și microscopic de către laboratorul metalografic din uzină.

În figuri sînt prezentate cîteva imagini ale unor secțiuni efectuate la produse au prezentat defecte la controlul ultrasonic însoțite de fotooscilogramele respective.

Ca o **concluzie** la succintele aspecte prezentate, se poate menționa că activitatea unui laborator uzinal de control nedistructiv este deosebit de complexă și că pentru îndeplinirea în condiții cît mai bune, a sarcinilor ce-i revin pe linia asigurării unei calități corespunzătoare a produselor fabricate, din punct de vedere al defectelor interne, pe lîngă o dotare tehnică cît mai cuprinzătoare, este necesară și o folosire judicioasă a acesteia, o conlucrare și combinare permanentă a diferitelor metode de control, avînd în vedere faptul (întărit în permanență de activitatea practică) că metodele defectoscopiei nedistructive nu se exclud una pe alta ci doar se completează.

ÎN NUMĂRUL VIITOR :

Alte comunicări prezentate la „A II-a Conferință privind controlul nedistructiv al calității produselor".

E 3279

SUMAR ANUAL PE PROBLEME

Anul 31, 1979

PROIECTARE Pag./Nr. rev.

Petrescu, N., Miulescu, P., Ven, Ş.: Determinarea durabilităţii la încovoiere a danturilor evolventice drepte folosind modelul elastic prin metoda elementului finit. 337/6

Munteanu, M., Ţigău, V.: Rezolvarea problemelor de valori proprii folosind metoda elementului finit în cazul structurilor cu număr foarte mare de grade de libertate. 341/6

Bănescu, A.: Elemente de calcul ale utilajelor de dispersie. 485/9

REALIZĂRI

Topal, D., Nedelcovici, I.: Instalaţie şi procedeu de curăţare mecanică a osiilor de cale ferată. 238/4

DEFORMĂRI PLASTICE

TEHNOLOGII

Miheţ, G., Drăghici, S., Fizeşan, V., Dumitru, M., Bălţatu, M.: Forjarea cu răcirea prealabilă a suprafeţei semifabricatului de bază. 545/11

Giuran, O., Contribuţii la deformarea plastică a pieselor inelare. 549/11

Chiculiţă, I., Ştefan, D., Gurău, A., Hortvaty, Al., Crijman, C.: Tehnologii de matriţare de precizie la reperele din bronz-aluminiu pentru cutia de viteze de la autoturisme. 552/11

Vasiliu, A., Costea, D., Movanu, C.: Cu privire la o interpretare statistică a caracteristicilor unui oţel forjat. 556/11

Pridvornic, M., Georgescu, Aurelia: Mecanismul de apariţie şi căile de evitare ale unor defecte superficiale specifice extruziunii aliajelor neferoase pe bază de aluminiu şi cupru. 562/11

Georgescu-Cocoş, S.: Cu privire la durabilitatea şi modelul matematic al fiabilităţii matriţelor de forjă. 565/11

SECŢII ŞI UTILAJE

Haller, K.: Optimizarea organizării fluxurilor tehnologice în sectoarele calde de prelucrare prin deformare plastică ale fabricaţiei de rulmenţi. 570/11

Tureac, I.: Cercetări experimentale asupra tensiunilor statice din batiul preselor mecanice de tip deschis. 575/11

Gugui, E., Conescu, I.: Verificarea caracteristicilor tehnice-principale ale ciocanelor de matriţare. 580/11

TRATAMENTE TERMICE ŞI TERMOCHIMICE

Dulămiţă, T., Florian, E., Cojocaru, M., Toma, V.: Creşterea eficienţei proceselor de carburare prin folosirea parametrilor termodinamici la stabilirea adaosului de gaz metan. 403/8

Geru, N., Ursache, M., Chircă, D., Marin M., Bane, M.: Cercetări privind influenţa naturii straturilor cementate cu azot şi carbon, asupra proprietăţilor acestora. 406/8

Pantea, V., Drugă, L., Dinu, Sofia: Stadiul actual al tratamentelor termochimice în strat fluidizat. 412/8

Pag./Nr. rev.

Vermeşan, G.: Metode pentru determinarea adîncimii stratului carburat. 415/8

Wanyorek, C.: Contribuţii la definirea fenomenologică a noţiunii (şi termenului) de difuzie, cu referire specială la metalurgia fizică. 419/8

Spătaru, I., Ştefan, V.: Influenţa borizării asupra proprietăţilor mecanice ale oţelurilor. 420/8

Sandor, V., Koloszváry, Z.: Încercări nedistructive de duritate bazate pe corelaţia dintre intensitatea cîmpului coercitiv şi energia de deformare. 424/8

Rădulescu, Maria, Protopopescu, Hilda, Groza, Ioana: Susceptibilitatea la decarburare a oţelurilor rapide de înlocuire cu molibden. 428/8

PROCEDEE DE ÎNCĂLZIRE ŞI RĂCIRE

Negoescu, D., Bojiţă, I. M., Costea, M. S., Barbeli, G.: Contribuţii ale încălzirii inductive la reducerea consumului de metal şi combustibil şi a preţului de cost. 434/8

Munteanu, A., Medii de călire rapide obţinute pe baza amestecurilor binare — apă cu componenţi mai volatili. 437/8

Fetcu, D., Samoilă, C., Bot, D.: Asupra utilizării tubului termic ca element de încălzire la cuptoare. 441/8

Ionescu, A., Tofan, M., Fiterău, Victoria: Transferul de căldură în strat fluidizat. 443/8

ROBOŢI INDUSTRIALI

Demian, T., Udrea, C.: O nouă variantă de dispozitiv de apucare cu acţionare pneumatică pentru roboţi industriali. 243/5

Marinescu, D. T.: Asupra calculului unor dispozitive mecanice de apucare pentru roboţii industriali. 246/5

Banu, V.: Cu privire la principiile de realizare a motoarelor pneumatice pas cu pas. 248/5

Mandache, E.: Elemente hidraulice cu comandă electrică şi electrohidraulică proporţională. 254/5

MECANICA FINĂ

Demian, T., Yaseen, Y. J.: Asupra preciziei transmisiilor cu bandă din aparate. 260/5

Pascu, A.: Calculul lagărelor cu bandă flexibilă, cu frecare fluidă, utilizate în construcţia echipamentelor periferice. 263/5

Kostrakievici, S.: Unele aspecte privind calculul şi utilizarea lagărelor pe microbenzi de torsiune. 267/5

Mihăiţă, G., Savu, T.: Vibraţiile parametrice ale barelor cu pereţi subţiri de secţiuni deschise utilizate în construcţii de aparate electrice. 270/5

Crăciunoiu, C., Dumitrescu, C., Dinu, F.: Proiectarea unui biodozator cu acţionare numerică. 276/5

Olaru, A.: Măsurarea ovalităţii alezajelor şi evidenţierea cazurilor de determinare reală. 278/5

Pascu, A., Grecu, E.: Utilizarea calculatorului pentru studierea roţilor dinţate cu profil în evolventă, pentru mecanică fină. 280/5

Popescu, I.: Sinteza analitică a mecanismului patrulater articulat pentru poziţii impuse planului bielei. 289/5

MAȘINI-UNELTE, SCULE ȘI TEHNOLOGII DE AȘCHIERE

		Pag./Nr. rev.
Picoș, C., Slătineanu, L.:	Contribuții la determinarea analitică a rugozității suprafeței prelucrate prin așchiere.	194/4
Teodorescu, M., Târu, E., Decuseară, L.:	Precizări privind influența materialului prelucrat asupra mărimii componentei principale a forței de așchiere la strunjirea de finisare.	194/4
Dorin, A., Marinescu, I.:	Stabilirea regimului optim de așchiere la rectificarea plană cu discuri diamantate.	197/4
Calea, G.:	Ascuțirea cuțitelor-roată standardizate.	201/4
Calea, G.:	Mașină pentru ascuțirea cuțitelor-roată cu dinți drepți și înclinați.	205/4
Elekeș, C.:	Exemple de proiectare a broșelor în scopul măririi preciziei dimensionale și a îmbunătățirii calității suprafețelor canelurii la butucii canelați.	211/4
Oancea, N., Târu, E.:	Calculul profilului frezei-disc pentru prelucrarea suruburilor trapezoidale.	221/4
Calea, G., Amza, G.:	Utilizarea mașinilor de rectificat dantura la profilarea flancurilor cuțitelor-roată.	225/4
Elekeș, C.:	Asigurarea calității canelurii roților dințate.	229/4
Drimer, D., Ionescu, A., Dimitrescu, D., Donțu, O., Paris, A.:	Asupra momentelor de control optime ale mașinilor-unelte din exploatare.	234/4
Drimer, D., Ionescu, A., Paris, A., Donțu, O., Dimitrescu, D.:	Unele considerații privind aprecierea termenului de garanție pentru mașinile-unelte.	236/4
Moraru, V.:	Vibrațiile torsionale ale angrenajelor, cauzate de erorile de danturare.	347/7
Minciu, C., Tănase, I.:	Îmbunătățirea preciziei dinamice a mașinilor de frezat roți dințate cu freză-melc.	351/7
Oprean, A., Ionescu, F., Stratulat, T.:	Cercetări de dinamică a variatoarelor hidrostatice de turații pe modelul matematic liniarizat.	354/7
Aurite, T.:	Aspecte privind fenomenele dinamice ale lanțului cinematic de detalonare.	361/7
Gheghea, I., Ghionea, A.:	Calculul dinamic al arborilor principali cu două și trei lagăre.	365/7
Ispas, C.:	Cercetări experimentale asupra vibrațiilor la mașinile de rectificat cilindric exterior.	371/7
Sandu, C.:	Studiul comportării dinamice a lanțului cinematic de rulare al mașinii de frezat roți dințate cu freză-melc.	375/7
Ludig, M., Covrig, A.:	Studiul actual al introducerii comenzilor numerice la mașinile de rectificat.	381/7
Toma Valentina, Grosfeld, M.:	Modulele tehnologice — metode de mare eficiență ale programării automate a mașinilor-unelte cu comandă numerică.	385/7
Brünfeld, A., Blănaru, C., Popescu, G.:	Un traductor de înaltă precizie pentru mașinile-unelte cu comandă numerică-interferometrul cu laser.	391/7
Moraru, V., Catrina, D.:	Unele particularități ale seriei de turații la strungurile automate mono și multiaxe.	495/10
Oprean, A., Paxino, G., Jámbor, C.:	Analiza cu ajutorul calculatorului a dinamicii servoacționărilor de avans ale mașinilor-unelte cu comandă numerică.	501/10
Gîlmeanu, G., Cigan, L.:	Metodologia de încercare a universalelor cu acționare hidraulică pentru mașinile-unelte cu comandă program.	504/10
Moraru, V., Ispas, C., Ghionea, A.:	Considerații cu privire la precizia ghidajelor de rulare cu bile.	512/10
Oprean A., Medar, S.:	Studiu asupra formării undelor staționare și influența lor asupra zgomotului sistemelor hidraulice.	516/10

Pag./Nr. rev.

Oprean, A., Moise, I.: Determinarea caracteristicii hidraulice a supapelor de închidere inversă. 520/10

Purice, V., Cigan, L.: Sisteme de recirculare a bilelor la şuruburile cu bile utilizate în construcţia de maşini-unelte. 523/10

Dorin, A., Marinescu, I.: Fiabilitatea tehnologică a maşinilor-unelte cu comandă numerică. 528/10

Toma Valentina, Grosfeld, M.: Prezentarea unor procesori reprezentativi utilizaţi la programarea automată a maşinilor-unelte cu comandă numerică. 532/10

MOTOARE TERMICE

Cosoroabă, V.: Cadrul actual al concepţiei şi realizării noilor familii de motoare termice în România. 1/1

Bărănescu, G.: O tratare generală a problemei echilibrajului mecanic al forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie la motoarele cu ardere internă în linie. 2/1

Aramă, C., Taraza, D.: Influenţa peretelui asupra cîmpului de temperaturi ce se dezvoltă pe durata comprimării în cilindrul motorului cu ardere internă. 6/1

Vasilescu, C. A., Năstase, M., Teodorescu, L.: Rezultate experimentale în legătură cu desfăşurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate. 15/1

Luminea, N.: Cercetări privind optimizarea sistemului de nervurare a cilindrului unui motor diesel răcit cu aer. 20/1

Zârnoveanu, E.: Aspecte privind funcţionarea motoarelor diesel la altitudine de pînă la 4500 metri, cu aplicaţie la motorul D. 110. 33/1

Grünwald, B., Apostolescu, N., Luminea, N., Sfinţeanu, D., Ştefan, I., Şoiman, M., Ianovici, I., Iordăchescu, L., Grama, G.: Rezultate preliminare privind controlul regimului termic la un motor diesel rapid răcit cu aer. 37/1

Zugrăvel, M., Gaiginschi, R.: Pompă de injecţie pentru metanol. 50/1

Nica, Al., Ionescu, I.: Tendinţe noi în construcţia lagărelor pentru turbomotoarele de aviaţie. 54/1

Băţaga, N., Iancu, A., Căzilă, Aurica, Botar, N.: Influenţa caracteristicilor constructive şi funcţionale ale atenuatoarelor de zgomot la evacuare asupra poluării sonore şi indicilor energetici şi economici ai motoarelor cu ardere internă cu piston. 61/1

Nistor, D.: Noi clase de aditivi şi activanţi pentru lubrifianţii şi carburanţii motoarelor termice. 65/1

Voicu, I.: Oportunitatea utilizării unor benzine superioare în locul benzinei cu C.O.R. 75, la motorul SR 211. 69/1

Ripianu, A., Marcu, V.: Consideraţii asupra calculului momentului de inerţie axial al unui cot plus echipajele mobile aferente acestuia, aparţinînd unui arbore cotit. 81/2

Procopovici, E., Ionescu, L., Ţiţu, G., Şerbănescu, A.: Sistemul integrat de culegere şi prelucrare automată a datelor experimentale pentru dezvoltarea motoarelor termice. 86 2

Mărăcineanu, I.: Distribuţii de viteze de tip general pentru calculul stratului limită pe o suprafaţă oarecare. 91/2

Gaiginschi, R., Tirer, N.: Mişcarea picăturilor de combustibil injectate direct în cilindrul motorului cu ardere internă. 95/2

		Pag./Nr. rev.
Puri, G.:	Cercetări teoretice și experimentale asupra emisiunii de particule solide (funingine) în gazele de evacuare ale motoarelor diesel.	98/2
Caramavru, N.:	Calculul perioadelor de întîrziere la autoaprindere a combustibilului ușor, în cazul folosirii injecției-pilot.	105/2
Pîrvulescu, Ioana, Stoașa, M.:	Noi clase de lubrifianți pentru turbomotoarele de aviație; metode specifice de încercare.	109/2
Borilă, Gh.:	Instalație experimentală de foto-înregistrare a evoluției jeturilor de combustibil.	113/2
Tofan, M. C., Ionescu, A.:	Considerații privind aprinderea în motoarele cu ardere internă.	116/2
Ursescu, D., Pașa, D., Tîrdea, I., Stan, S., Coțovanu, A.:	Posibilități de utilizare a ventilatoarelor bloc cu turbină.	119/2
Linte, N., Baciu, E., Anisoiu, C., Gîngu, V.:	Contribuții privind efectul de parascînteiere al cuplului tobă de eșapament tubulatură de evacuare.	122/2
Berindean, V., Dobrescu, A., Schweinert, I., Bartl, A.:	Studii privind pelicula de ungere la lagărele paliere ale motoarelor diesel de tracțiune feroviară.	127/2
Carpiuc, T.:	Asupra posibilităților de diminuare a poluării produselor de motoare diesel în perioada de pornire, prin reducerea coeficientului excesului de aer.	130/2
Bănică, P.:	Aspecte teoretice și experimentale cu privire la realizarea și dezvoltarea motoarelor diesel răcite cu aer.	137/3
Gaiginschi, R., Tirer, N.:	Calculul formei și evoluției jetului de combustibil injectat direct în camera de ardere a motorului cu ardere internă.	143/3
Theil, H., Bejan, I., Neacșu, E.:	Contribuții la studiul comparativ al performanțelor unor diferite tipuri de răcitoare de ulei tubulare cu cu manta.	148/3
Nica, A., Pascovici, M. D.:	Modele experimentale pentru studiul lagărelor motoarelor termice cu piston.	152/3
Petrescu, D., Abăităncii, D., Vlădăreanu, V., Schuster, R.:	Contribuții privind studiul gripajelor în cilindri la motoarele diesel, cu aplicație la motorul 797—05.	157/3
Mânea, G.:	Asupra prelucrării suprafețelor plane ale motoarelor termice, cu freze frontale cu dinți demontabili armați, cu ascuțire continuă.	161/3
Marina, M., Kovács, F.:	Considerații asupra corelației dintre legea de mișcare impusă supapei și starea de solicitare a elementelor mecanismului de distribuție.	163/3
Caramavru, N.:	Cercetări experimentale privind posibilitatea injectării în două etape a combustibilului ușor la motorul diesel.	166/3
Mărăcineanu, I.:	Metodă numerică de calcul al stratului limită laminar pe o suprafață plană.	170/3
Apostolescu, N., Sfințeanu, D.:	Analiza erorilor la măsurarea prin termocupluri a temperaturilor cilindrului unui motor răcit cu aer.	173/3
Bățaga, N., Căzilă, Aurica, Vancea, N.:	Unele aspecte privind determinarea gradului de fum la motorul cu aprindere prin comprimare.	177/3
Carpiuc, T.:	Unele contribuții privind adaptarea metodei M.B.T.H. de determinare a emisiilor de aldehide la motoarele cu ardere internă, în regimuri tranzitorii.	121/3
Alexandru, C.:	Cercetări privind stabilirea influenței produse de disiparea energiei perturbatoare, în motorul naval de propulsie, asupra vibrațiilor de răcire a liniei de arbori.	183/3

		Pag./Nr. rev.
Vlad, C., Simionovici, T., Acker, C.:	Efecte inerțiale în motoare liniare cu piston.	187/3

AUTOVEHICULE ȘI TRACTOARE

Pereș, Gh., Seitz, N., Untaru, M., Radu, Gh., Ioniță, T., Olteanu C., Jitaru, G.:	Cercetări privind stabilirea solicitărilor dinamice din transmisia autovehiculelor 8 x 8.	293/6
Stoicescu, A.:	Aprecierea adaptabilității motorului de automobil.	299/6
Benche, V., Benche, Lidia, Turzo, G., Fota, S.:	Cercetări experimentale privind generarea și utilizarea ejecției interioare Coandă.	305/6
Jâșcanu, M.:	Uzura unor materiale de frictiune rigide încercate pe standul cu frecare constantă.	310/6
Olteanu, C., Ioniță, T., Olteanu, Felicia:	Studiul privind realizarea unei tipo-serii unificate de cutii de viteze și de distribuție pentru autovehicule.	313/6
Stanciu, I., Grovu, M., Popescu, B.:	Calculul energiei mecanice de frecare în cuplajele cu fricțiune.	320/6
Bartoș, K., Manițiu, O., Pomană, V.:	Stand pentru încercat materiale de fricțiune.	321/6
Nechita, I.:	Utilizarea frînei de încetinire, p. I.	325/6
Oberst, L., Szilagyi, Al.:	Verificarea optică a striațiunilor de pe dispersoarele de autovehicule cu metoda fasciculului laser.	328/6
Ciobanu, M.:	Determinarea rezistențelor interioare de rulare la vehiculele pe șenile.	333/6
Benche, V., Benche, Lidia:	Ventejecție și fluidopropulsie Coandă — unele realizări constructive, studii experimentale și utilizări.	449/9
Stoicescu, A.:	Asupra vitezei caracteristice a automobilelor cu diferențial autoblocabil.	455/9
Klein, D.:	Comportarea pe stand și pe autocamion a scaunelor hidraulice ce echipează autocamioanele din licența MAN.	458/9
Nemțan, I.:	Analiza unor soluții de mecanisme de virare pentru autovehicule pe șenile.	469/9
Pereș, G., Ionescu, E., Economu, A.:	Cercetarea — pe cale teoretică — a solicitărilor dinamice din transmisia tractorului TAF 650.	473/9
Munteanu, M., Gologan, C.:	Asupra unei probleme de contact în cazul îmbinărilor de tip bolț-ochi.	479/9
Diaconescu, D., Ciobanu, M.:	Stabilirea punctelor de funcționare pentru transmisiile cu intrări și ieșiri multiple.	482/9

TEHNOLOGII MODERNE DE CONTROL NEDISTRUCTIV

Năstase, M., Drimer, D.:	Importanța metodelor de control nedistructiv pentru asigurarea calității produselor și îmbunătățirea proceselor tehnologice.	593/12
Popa, V.:	Noi posibilități de apreciere a performanțelor de detectabilitate ale filmelor radiografice.	595/12
Năstase, M.:	O metodă practică și economică pentru determinarea timpul de expunere în radiografia industrială.	600/12
Anghelea, N., Iacobi, A., Oprescu, A.:	Controlul nedistructiv al unor elemente componente din construcția autobuzelor prin metoda radiografică.	604/12
Ciorău, P., Lăpușan, A.:	Controlul nedistructiv al țevilor reduse prin forjare.	606/12

Pag./Nr. rev.

Ciobotaru, F., Michelman, A., Văduva, C.: Observații asupra controlului nedistructiv al paletelor de turbină. 608/12

Teodorescu, G., Zabunov, A.: Evaluarea prin metode de control nedistructiv a coroziunii prin ciupituri (pitting). 610/12

Ciobotaru, F., Ștefan, I.: Măsurarea grosimii pereților subțiri cu ajutorul defectoscopului ultrasonic. 613/12

Borza, D.: Cîteva realizări practice în domeniul controlului nedistructiv prin holografie. 616/12

Borza, D.: Metode ale interferometriei holografice aplicate în controlul nedistructiv. 621/12

Libal, I., Olteanu, M., Simion, Viorica: Metodă de sortare nedistructivă a materialelor feromagnetice. 626/12

Moldovan, A.: Unele observații privind aplicarea metodei de control cu lichide penetrante la armături industriale. 630/12

Ciobotaru, F., Văduva, C.: Aspecte din activitatea unui laborator uzinal de control nedistructiv. 632/12

RECENZII

Georgescu-Cocoș, S.: CHIRIȚĂ, V., DRĂGAN, I., MARIN, AL. VASILIU, A. Matrițarea la cald a metalelor și aliajelor. Ed. Tehnică, București, 1979, 460 pag., 388 fig., 61 tab., 124 ref. bibl., 23 lei. 586/11

Georgescu-Cocoș, S.: MOLDOVAN, V., CHIRIȚĂ, V. — Exploatarea rațională a mașinilor de forjat. Ed. tehnică, București, 1979, 217 pag., 141 fig., 46 tab., 92 ref. bibl., tiraj 3350+60, 10,50 lei. 586/11 587/11

Georgescu-Cocoș, S.: ENACHE, ST., PRIDVORNIC, M., DRAGU, D.: — Proiectarea formei în construcția de mașini. Ed. tehnică, București, 1970, 382 pag., 621 fig., 47 tab., 115 ref. bibl., 35 lei. 587/11

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

* * * Al VII-lea Simpozion Internațional de metalurgie fizică și tratamente termice. 447/8

ANIVERSĂRI

* * * Ziua constructorilor de mașini. 401/7

* * * Prof. dr. ing. Constantin Wanyorek la 70 ani. 447/8

TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII

Kedveși, E.: Construcția de mașini la EREN'79. 489/9

Kedveși, E.: Construcția de mașini la EREN'79. 539/10

Kedveși, E.: Construcția de mașini la EREN'79. 588/11

SUMARUL ANUAL PE PROBLEME 639/12

INDICE ALFABETIC DE AUTORI 646/12

INDICE ALFABETIC DE AUTORI

Anul 31, 1979

A

Abăităncii, D. nr. 3 p. 157
Acker, C. nr. 3 p. 187
Alexandru, C. nr. 3 p. 183
Amza, G. nr. 4 p. 225
Anghelea, N. nr. 12 p. 604
Anisoiu, C ; nr. 2 p. 122
Apostolescu, N. nr. 1 p. 37, nr. 3 p. 173
Aramă, C. nr. 1 p. 6

B

Baciu, E. nr. 2 p. 122
Bane, M. nr. 8 p. 406
Banu, V. nr. 5 p. 248
Barbeli, G. nr. 8 p. 434
Bartl, A. nr. 2 p. 127
Bartoș, K. nr. 6 p. 321
Bălțatu, M. nr. 11 p. 549
Bănescu, A. nr. 9 p. 485
Bănică, P. nr. 3 p. 137
Brănescu, G. nr. 1 p. 2
Bățaga, N. nr. 1 p. 61, nr. 3 p. 177
Bejan, I. nr. 3 p. 148
Benche, Lidia nr. 6 p. 305, nr. 9 p. 449
Benche, V. nr. 6 p. 305, nr. 9 p. 449
Berindean, V. nr. 2 p. 127
Blănaru, C. nr. 7 p. 391
Brünfeld, A. nr. 7 p. 391, p. 395
Bojiță, I. M. nr. 8 p. 434
Borilă, Gh. nr. 2 p. 113
Borza, D. 12 p. 616, p. 621
Bot, D. nr. 8 p. 441
Botar, N. nr. 1 p. 61

C

Calea, G. nr. 4 p. 201, 205, p. 225
Caramavru, N. nr. 2 p. 105, nr. 3 p. 166
Carpiuc, T. nr. 2 p. 130, nr. 3 p. 181
Catrina, D. nr. 10, p. 495
Căzilă, Aurica nr. 1 p. 61, nr. 3 p. 177
Chiculiță, I. nr. 11 p. 552
Chircă, D. nr. 8 p. 406
Cigan, L. nr. 10 p. 504, nr. 10 p. 523
Ciobanu, M. nr. 6 p. 333, nr. 9 p. 482
Ciobotaru, F. nr. 12 p. 608 p. 613 p. 632
Ciorău, P. nr. 12 p. 606
Cojocaru, M. nr. 8 p. 403
Conescu, I. nr. 11 p. 580
Cosoroabă, V. nr. 1 p. 1
Costea, D. nr. 11 p. 556
Costea, M. S. nr. 8 p. 434
Coțovanu, A. nr. 2 p. 119
Covrig, A. nr. 7 p. 381
Crăciunoiu, C. nr. 5 p. 276
Crijman, C. nr. 11 p. 552

D

Decuseară, L. nr. 4 p. 194
Demian, T. nr. 5 p. 243, p. 260
Diaconescu, D. nr. 9 p. 482
Dimitrescu, D. nr. 4 p. 234, p. 236
Dinu, F. nr. 5 p. 276
Dinu, Sofia nr. 8 p. 412
Dobrescu, A. nr. 2 p. 127
Donțu, O, nr. 4 p. 234, p. 236
Dorin, Al. nr. 4 p. 197, nr. 10 p. 528
Drăghici, S. nr. 11 p. 545
Drimer, D. nr. 4 p. 234, p. 236, nr. 12 p. 593
Drugă, L. nr. 8 p. 412
Dulămiță, T. nr. 8 p. 403
Dumitru, M. nr. 11 p. 545
Dumitrescu, C. nr. 5 p. 276

E

Elekeș, C. nr. 4 p. 211, p. 229
Economu, A. nr. 9 p. 473

F

Fetcu, D. nr. 8 p. 441
Fiterău, Victoria nr. 8 p. 443
Fizeșan, V. nr. 11 p. 545
Florian, E. nr. 8 p. 403
Fota, S. nr. 6 p. 305

G

Gaiginschi, R. nr. 1 p. 50, nr. 2 p. 95, nr. 3 p. 143
Georgescu Aurelia nr. 11 p. 562
Georgescu-Cocoș, St. nr. 11 p. 565, p. 586, p. 587
Geru, N. nr. 8 p. 406
Gheghea, I. nr. 7 p. 365
Ghionea, A. nr. 7 p. 365, nr. 10 p. 512
Giuran, O. nr. 11 p. 552
Gilmeanu, G. nr. 10 p. 504
Gîngu, V. nr. 2 p. 122
Gologan, C. nr. 9 p. 479
Gornic, C. nr. 7 p. 395
Grama, G. nr. 1 p. 37
Grecu, E. nr. 5 p. 280
Grosfeld, M. nr. 7 p. 385, nr. 10 p. 532
Grovu, M. nr. 6 p. 320
Groza, Ioana nr. 8 p. 428
Grünwald, B. nr. 1 p. 37
Gugui, E. nr. 11 p. 580
Gurău, A. nr. 11 p. 552

H

Haller, K. nr. 11 p. 570
Horvaty, Al.; nr. 11 p. 552

I

Iacobi, A. nr. 12 p. 604
Iancu, A. nr. 1 p. 61
Ianovici, I. nr. 1 p. 37
Ionescu, A. nr. 8 p. 443
Ionescu, A. nr. 2 p. 116, nr. 4 p. 234, p. 235
Ionescu, E. nr. 9 p. 473
Ionescu, F. nr. 7 p. 354
Ionescu, I. nr. 1 p. 54
Ionescu, L. nr. 2 p. 86
Ioniță, T. nr. 6 p. 293, p. 313
Iordăchescu, L. nr. 1 p. 37
Ispas, C. nr. 7 p. 371, nr. 10 p. 512

J

Jambor, C. nr. 10 p. 501
Jâșcanu, M. nr. 6 p. 310
Jitaru, G. nr. 6 p. 293

K

Kedveș, E. nr. 9 p. 489, nr. 10 p. 539, nr. 11 p. 583
Klein, D. nr. 9 p. 458
Koloszváry, Z. nr. 8 p. 424
Kostrakievici, S. nr. 5 p. 267
Kovács, F. nr. 3 p. 163

L

Lăpușan, A. nr. 12 p. 606
Libal, I. nr. 12 p. 623
Linte, N. nr. 2 p. 122
Ludig, M. nr. 7 p. 381
Luminea, N. nr. 1 p. 20, p. 37

M

Mandache, E. nr. 5 p. 254
Manițiu, O. nr. 6 p. 321
Marcu, V. nr. 2 p. 81
Marin, M. nr. 8 p. 406
Marina, M. nr. 3 p. 163
Marinescu, D. T. nr. 5 p. 246
Marinescu, I. nr. 4 p. 197, nr. 10 p. 528
Mânea, G. nr. 3 p. 161
Mărăcineanu, I. nr. 2 p. 91 nr. 3 p. 170
Medar, S. nr. 10 p. 516
Michelman, A.; nr. 12 p. 608
Mihăiță, G. nr. 5 p. 270
Miheț, G. nr. 11 p. 545
Minciu, C. nr. 7 p. 351
Miulescu, P. nr. 6 p. 337
Moldovan, A. nr. 12 p. 630
Moise, I. nr. 10 p. 520
Moraru, V. nr. 7 p. 347, nr. 10 p. 495, nr. 10 p. 512
Movanu, C. nr. 11 p. 556
Munteanu, A. nr. 8 p. 437
Munteanu, M. nr. 6 p. 341, nr. 9 p. 479

N

Năstase, M. nr. 1 p. 15, nr. 12 p. 593, p. 600
Neacșu, E. nr. 3 p. 148
Nechita, I. nr. 6 p. 325
Nedelcovici, I. nr. 4 p. 238
Negoescu, D. nr. 8 p. 434
Nemțan, I. nr. 9 p. 469
Nica, Al. nr. 1 p. 54, nr. 3 p. 152
Nistor, D. nr. 1 p. 65

O

Oancea, N. nr. 4 p. 221
Oberst, L. nr. 6 p. 328
Olaru, A. nr. 5 p. 278
Olteanu, C. nr. 6 p. 293, p. 313
Olteanu, M.; nr. 12, p. 626
Olteanu, Felicia nr. 6 p. 313
Oprean, A. nr. 7 p. 354, nr. 10 p. 501, p. 516, p. 520
Oprescu, A. nr. 12 p. 604

P

Pantea, V. nr. 8 p. 412
Paris, A. nr. 4 p. 234, p. 236
Pascovici, M. D. nr. 3 p. 152
Pascu, A. nr. 5 p. 263, p. 280
Pașa, D. nr. 2 p. 119
Paxino, G. nr. 10 p. 501
Pereș, Gh. nr. 6 p. 293, nr. 9 p. 473
Petrescu, D. nr. 3 p. 157
Petrescu, N. nr. 6 p. 337
Picoș, C. nr. 4 p. 191
Pîrvulescu, Ioana nr. 2 p. 109
Pomană, V. nr. 6 p. 321
Popa, V. nr. nr. 12 p. 595
Popescu, B. nr. 6 p. 320
Popescu, G. nr. 7 p. 391
Popescu, I. nr. 5 p. 289
Pridvornic, M. nr. 11 p. 565
Procopovi E. nr. 2 p. 86
Protopopescu, Hilda nr. 8 p. 428
Puri, G. nr. 2 p. 98
Purice, V. nr. 10 p. 523

R

Radu, Gh. nr. 6 p. 293
Rădulescu Maria nr. 8 p. 428
Ripianu, A. nr. 2 p. 81

S

Samoilă, C. nr. 8 p. 441
Sandor, V. nr. 8 p. 424
Sandu, C. nr. 7 p. 375
Savu, T. nr. 5 p. 270
Schuster, R. nr. 3 p. 157
Schweinert, I. nr. 2 p. 127
Seitz, N. nr. 5 p. 293
Sfințeanu, D. nr. 1 p. 37, nr. 3 p. 173
Simion, Viorica nr. 12 p
Simionovici, T. nr. 3 p. 187
Slătineanu, L. nr. 4 p. 191
Spătaru, I. nr. 8 p. 420
Stan, S. nr. 2 p. 119
Stanciu, I. nr. 6 p. 320
Stoașa, M. nr. 2 p. 109
Stoicescu, A. nr. 6 p. 299, nr. 9 p. 455
Stratulat, T. nr. 7 p. 354
Szilagyi, Al. nr. 6 p. 328

Ș

Șerbănescu, A. nr. 2 p. 86
Șoiman, M. nr. 1 p. 37
Ștefan, D. nr. 11 p
Ștefan, I. nr. 1 p. 37, nr. 12 p. 613
Ștefan, V. nr. 8 p. 420

T

Taraza, D. nr. 1 p. 6
Tănase, I. nr. 7 p. 351
Teodorescu, G. nr 12 p. 610
Teodorescu, L. nr. 1 p. 15
Teodorescu, M. nr. 4 p. 194
Theil, H. nr. 3 p. 148
Tirer, N. nr. 2 p. 95, nr. 3 p. 43
Tițu, G. nr. 2 p. 86
Tofan, M. nr. 2 p. 116 nr. 8 p. 443
Toma Valentina, nr. 7 p. 385, nr. 10 p. 532
Toma Vasile nr. 8 p. 403
Topal, D. nr. 4 p. 238
Tureac, I. nr. 11 p. 575
Turzo, G. nr. 6 p. 305

Ț

Țigău, V. nr. 6 p. 341
Țîdea, I. nr. 2 p. 119
Țîru, E. nr. 4 p. 194, p. 221

U

Udrea, C. nr. 5 p. 243
Untaru, M. nr. 6 p. 293
Ursache, M. nr. 8 p. 406
Ursescu, D. nr. 2 p. 119

V

Vancea, N. nr. 3 p. 177
Vasilescu, C. A. nr. 1 p. 15
Vasiliu, A. nr. 11 p. 556
Văduva, C. nr. 12 p. 608 p, 632
Ven, Ș. nr. 6 p. 337
Vermeșan, G. nr. 8 p. 415
Vlad, C. nr. 3 p. 187
Vlădăreanu, V. nr. 1 p. 69
Voicu, I, nr. 1 p. 69

Z

Zabunov, A. nr. 12 p. 610
Zârnoveanu, E. nr. 1 p. 33
Zugrăvel, M. nr. 1 p. 50

W

Wanyorek, C. nr. 8 p. 419

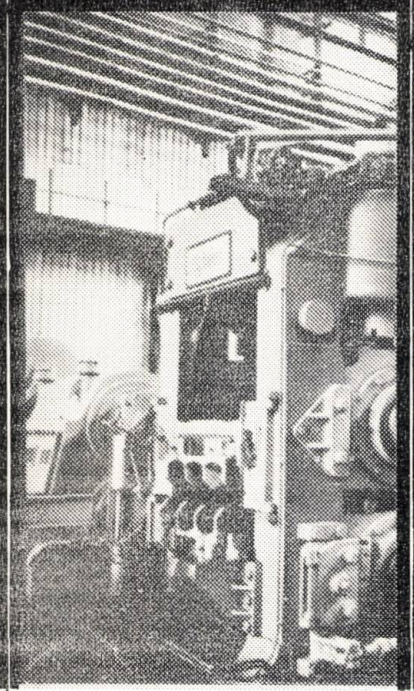
Y

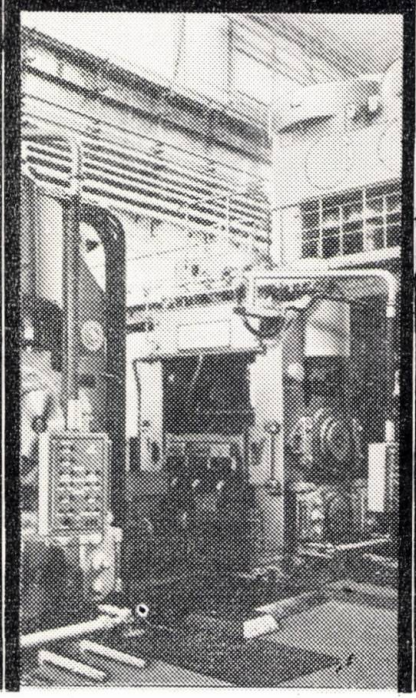
Yaseen, Y. J. nr. 5 p. 260

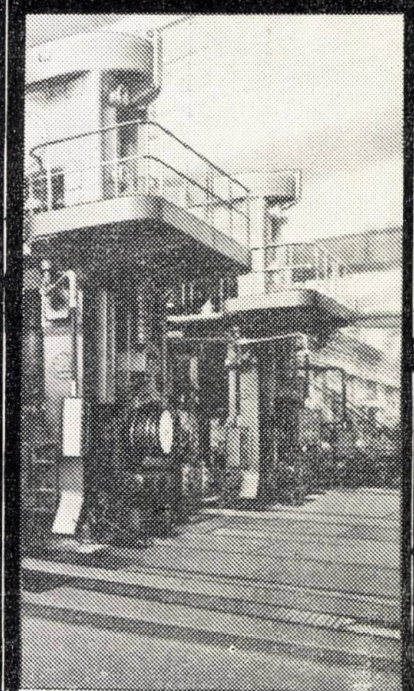
ŠKODAEXPORT

ŠKODAEXPORT
Întreprindere de comerț exterior
Václavské nám. 56
113 32 P R A H A 1
Telex : 121 081, 122 095 Tel. 240851
REPUBLICA SOCIALISTĂ CEHOSLOVACĂ

1949 ★ 1979







1949 — 1979 — 30 DE ANI DE LA CREAREA C A E R — O ETAPĂ A CONSTRUCȚIEI SOCIALISMULUI
în cadrul căreia întreprinderea de comerț exterior ŠKODAEXPORT din Republica Socialistă Cehoslovacă participă cu livrări de **investiții complete și utilaje tehnologice** fabricate de cele mai importante întreprinderi cehoslovace.

VTO ŠKODAEXPORT contribuie la realizarea programului complex privind perfecționarea colaborării țărilor socialiste, prin utilajele sale din următoarele domenii :

- **TERMOENERGETICA, HIDROENERGETICA și ENERGETICA NUCLEARA**
- **METALURGIE**
- **UZINE COMPLETE CONSTRUCTOARE DE MAȘINI**
- **LOCOMOTIVE ELECTRICE ȘI TROLEIBUZE**
- **MAȘINI PENTRU INDUSTRIA TUTUNULUI**

ŠKODAEXPORT asigură reconstrucția și modernizarea întreprinderilor existente, precum și construcția de noi întreprinderi. În colaborare cu producătorii cehoslovaci, ŠKODAEXPORT realizează specializarea și cooperarea în cadrul CAER și, de asemenea, livrări în comun ale țărilor socialiste pentru piețele țărilor lumii a treia.

ŠKODAEXPORT

ŠKODAEXPORT — Partenerul dv. pe linie de cooperare!

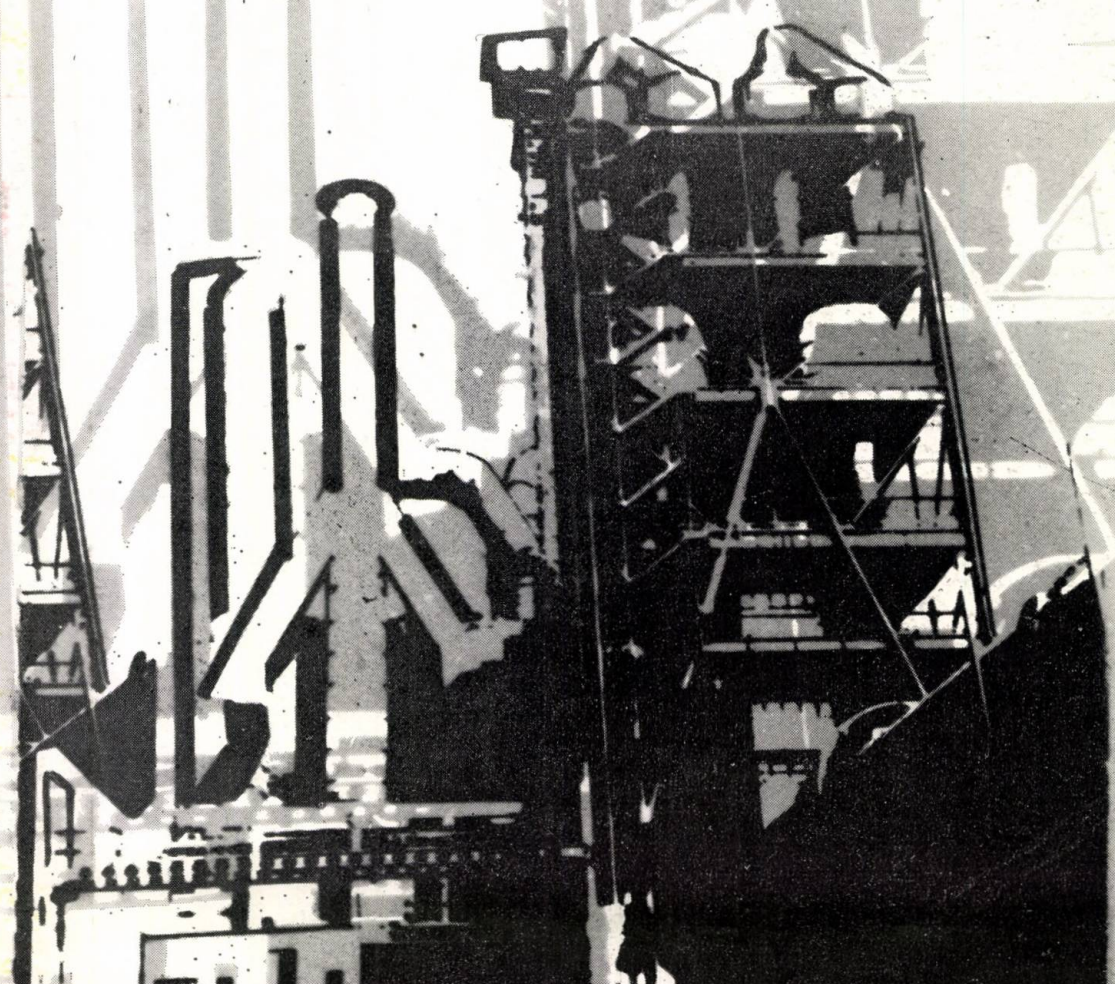
PUBLICOM

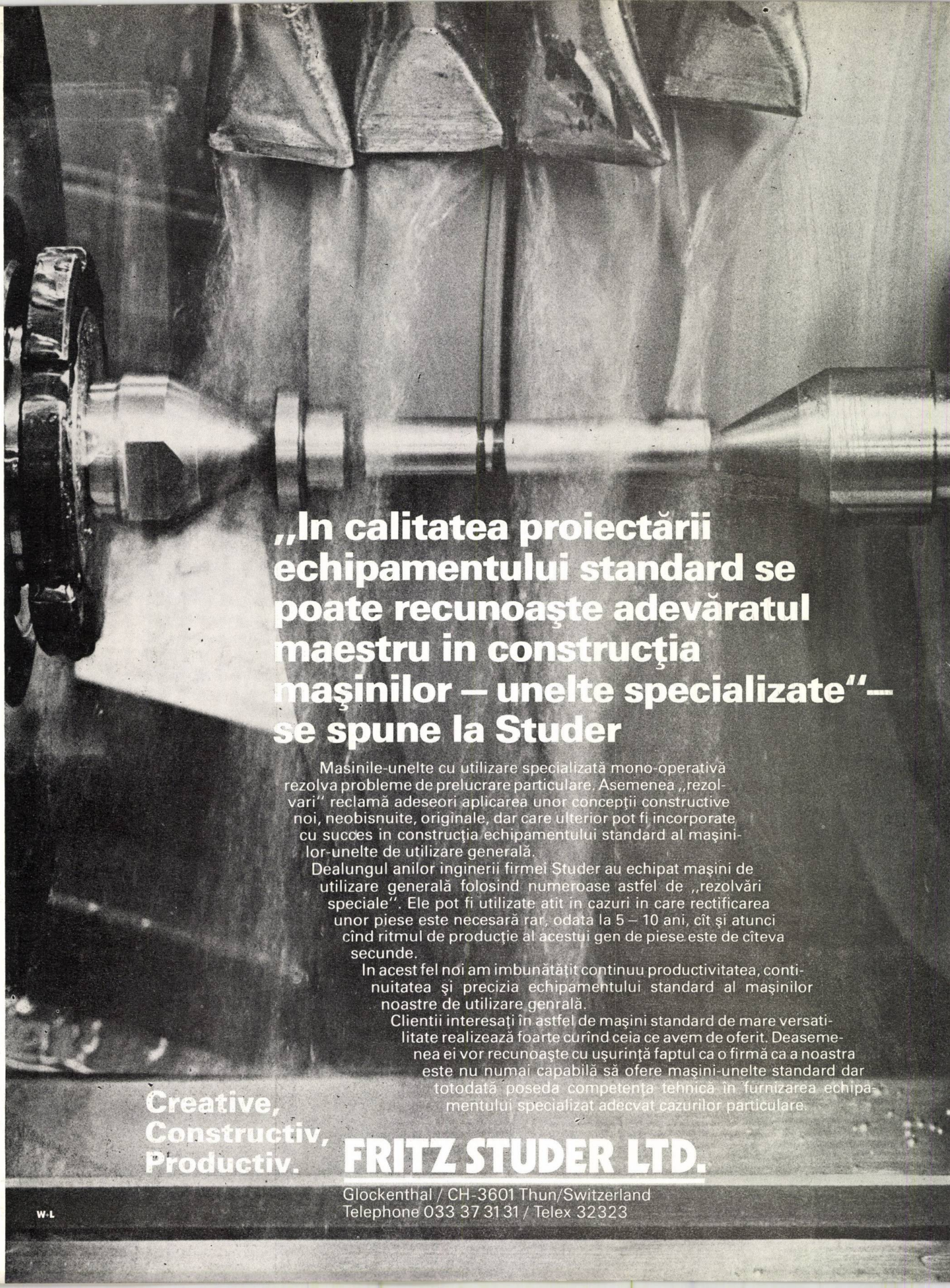
uzinexportimport

FOREIGN TRADE COMPANY BUCHAREST – ROMANIA **cod 70159 Bd. Magheru 28-30**

EXPORT activity

- *instalații complexe energetice, centrale electrice, utilaje și echipamente de bază pentru industria energetică;*
- *centrale de termoficare urbană și industrială, grupuri termice pentru încălzire industrială;*
- *instalații complexe, linii de fabricație și utilaje tehnologice pentru industria constructoare de mașini, CKD pentru acestea;*
- *instalații complexe și utilaje tehnologice pentru industria alimentară și a frigului;*
- *instalații pentru silozuri;*
- *instalații complexe, utilaje, echipamente de bază pentru industria siderurgică, metalurgie feroasă și neferoasă, cocsochimică, materialelor refractare, abrazive și cărbunoase, precum și piese de schimb pentru acestea;*
- *utilaje tehnologice pentru tratamente termice secundare, cuptoare de toate tipurile și piese de schimb pentru acestea;*
- *piese turnate și forjate;*
- *fabrici de ciment, linii de fabricație și utilaje tehnologice pentru industria cimentului;*
- *grupuri și echipamente hidromecanice;*
- *piese de schimb pentru instalațiile și echipamentele pe care le exportă;*
- *echipamente pentru cazane și turbine, inclusiv fundurile de cazane;*
- *utilaje și echipamente specifice construcției de mașini executate după documentația beneficiarului;*
- *licențe, brevete de inovații românești, studii, proiecte, know-how, engineering, tehnologie, montaj, asistență tehnică, școlarizare și alte lucrări și servicii proprii obiectului său de activitate;*
- *furnizor general extern pentru exporturile complexe din obiectivul său de activitate;*
- *service.*





„In calitatea proiectării echipamentului standard se poate recunoaşte adevăratul maestru in construcţia maşinilor – unelte specializate“ – se spune la Studer

Masinile-unelte cu utilizare specializată mono-operativă rezolva probleme de prelucrare particulare. Asemenea „rezolvari“ reclamă adeseori aplicarea unor concepţii constructive noi, neobisnuite, originale, dar care ulterior pot fi incorporate cu succes in construcţia echipamentului standard al maşinilor-unelte de utilizare generală.

Dealungul anilor inginerii firmei Studer au echipat maşini de utilizare generală folosind numeroase astfel de „rezolvări speciale“. Ele pot fi utilizate atit in cazuri in care rectificarea unor piese este necesară rar, odata la 5 – 10 ani, cît şi atunci cînd ritmul de producţie al acestui gen de piese este de cîteva secunde.

In acest fel noi am imbunătăţit continuu productivitatea, continuitatea şi precizia echipamentului standard al maşinilor noastre de utilizare genrală.

Clientii interesaţi în astfel de maşini standard de mare versatilitate realizează foarte curînd ceia ce avem de oferit. Deasemenea ei vor recunoaşte cu uşurinţă faptul ca o firmă ca a noastra este nu numai capabilă să ofere maşini-unelte standard dar totodată poseda competenţa tehnică în furnizarea echipamentului specializat adecvat cazurilor particulare.

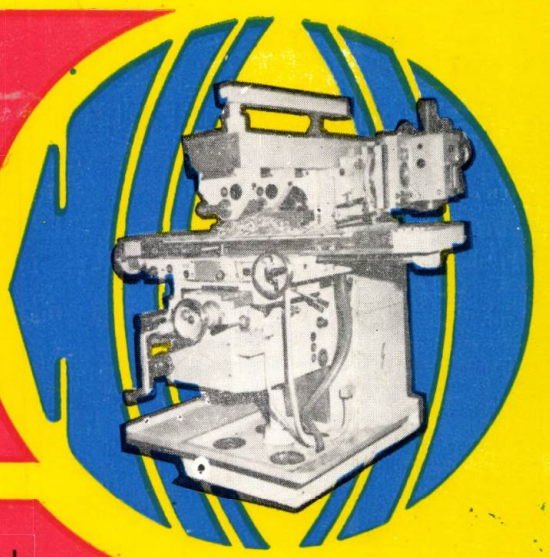
Creative,
Constructiv,
Productiv.

FRITZ STUDER LTD.

Glockenthal / CH-3601 Thun/Switzerland
Telephone 033 37 31 31 / Telex 32323

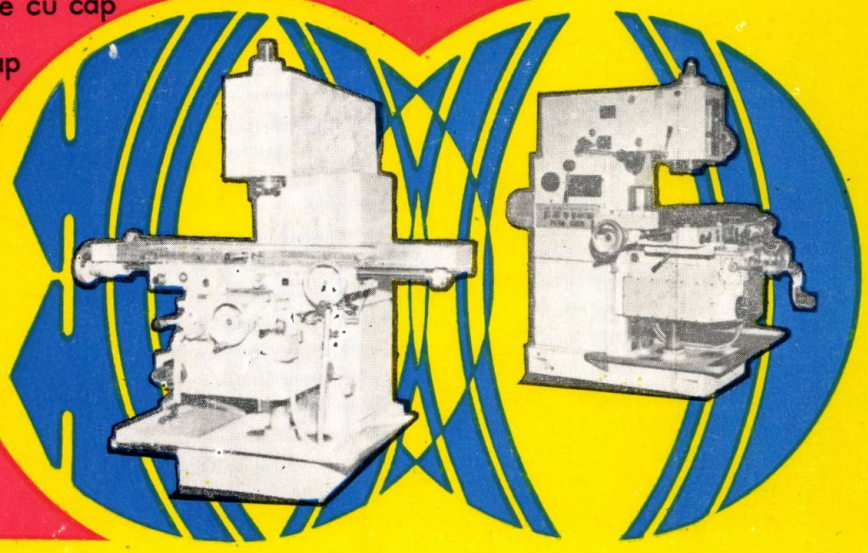
W-L

Maşina de frezat universală F U 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ este o maşină robustă, de mare productivitate, cu un domeniu foarte larg de utilizare, mai ales dacă este dotată cu accesorii speciale : capul de frezat vertical; capul de frezat cu pinolă ; capul de frezat universal ; capul de mortezat ; puntea motorizată ; cap divizor universal ; menghina rotativă ; masa rotativă ; dispozitivul de antrenare a mesei rotative ; dispozitivul de manevrare a accesoriilor .



Familia maşinilor de frezat cu consolă mai cuprinde maşinile de frezat verticale cu cap fix FV 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ CF şi cu cap rotativ FV 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ CR.

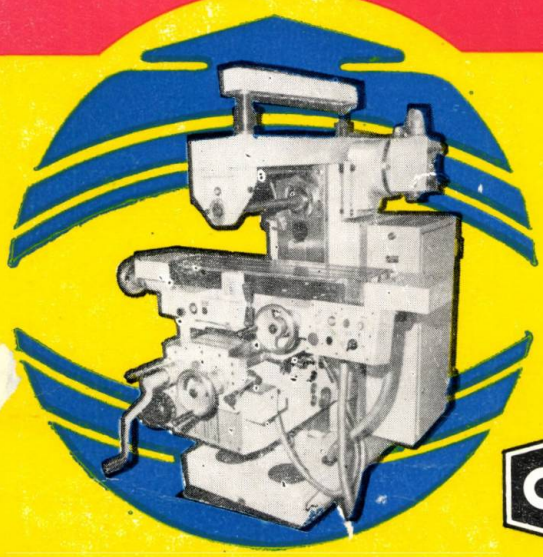
Sup. mesei . . mm. 360x 1600
Cursa long. . mm 1100
trans. . . . . mm 300
vertic. . . . . mm 450
Puterea electromotorului pr. . . . kW. 7,5



Noua maşină de frezat cu consolă FU 25 x 100 are o serie de calităţi :
- arhitectură modernă
- precizie ridicată de lucru
- productivitate şi rigiditate ridicată
- deservire uşoară şi comodă

FV 25 x 100 - Un set larg de accesorii normale şi speciale, permite utilizarea maşinii pentru cele mai diverse genuri de prelucrări, atît în producţia de serie mică sau unicate, cît şi de serie mare.

- sup- de lucru . . . . . mm . . . 25ox 1ooo
- Cursa long. . . . . mm. 700
  trans. . . . . mm. 250
  vertic. . mm. . 350



CUGIR

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

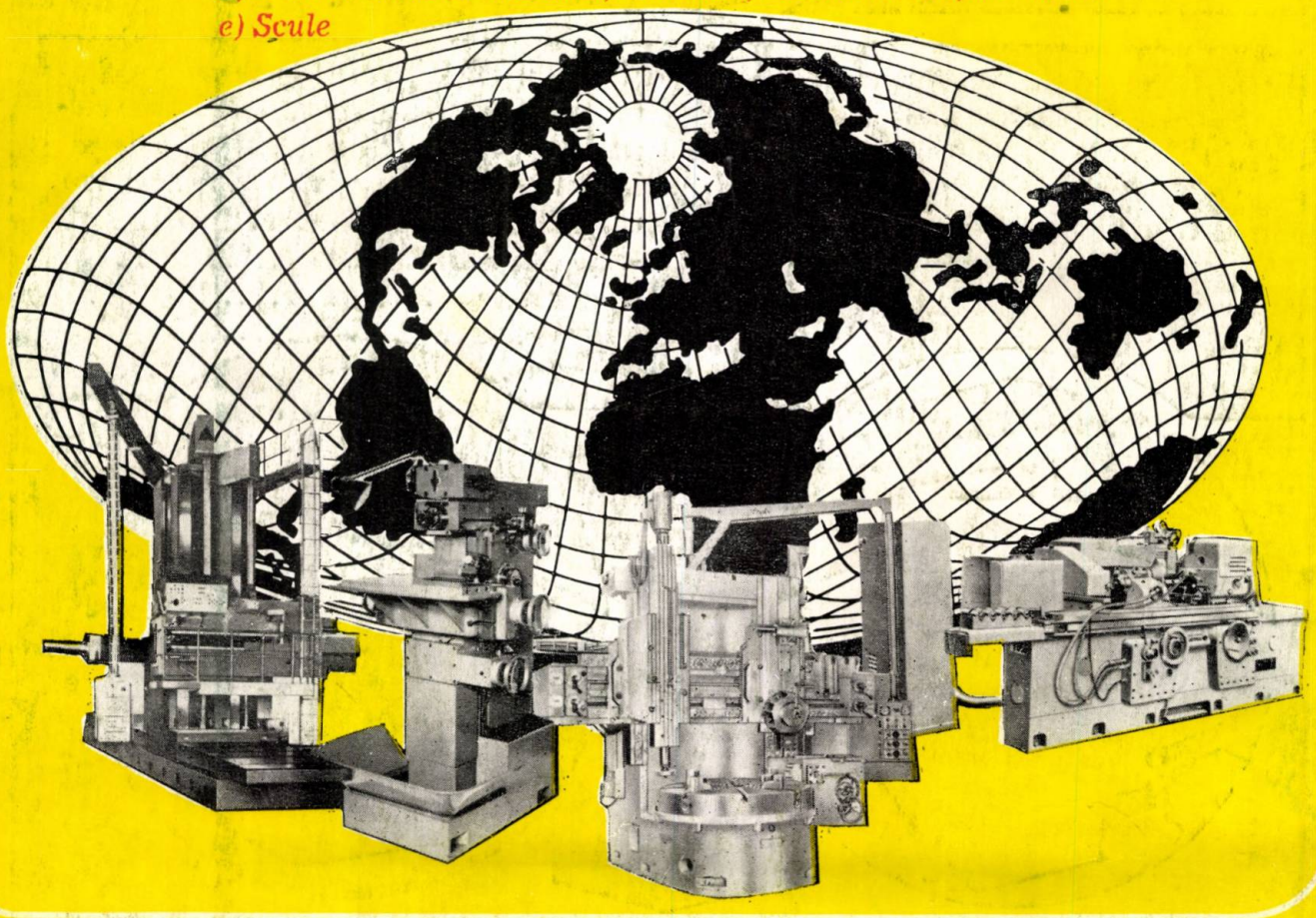
1980 APR 1 0

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule